

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CATALUNYA**

DEPARTAMENTO DE CONSTRUCCIONES ARQUITECTÓNICAS

**MÁSTER UNIVERSITARIO EN TECNOLOGÍAS DE LA ARQUITECTURA  
LINEA DE INSTALACIONES Y EFICIENCIA ENERGÉTICA**



**ANÁLISIS DE LOS PARÁMETROS ACÚSTICO DE UNA  
SALA DE USOS MÚLTIPLES Y SU PROPUESTA DE  
CLIMATIZACIÓN**

TRABAJO FINAL DE MASTER

Autor:

Arquitecto José Carlos Vázquez Quintero

Tutor: Jose Tribó Busquetes

Barcelona Septiembre 2014



Impreso en Barcelona a 4 de septiembre del 2014

Agradecimientos:

Quiero dar gracias al gobierno de México, en especial al CONACYT por darme la confianza y el apoyo para realizar los estudios en el extranjero y poder regresar más capacitado para impulsar el país en su desarrollo.

A mi padre Carlos Vázquez Fernández, quien con su ejemplo me ha demostrado cómo salir adelante día a día,

A mi madre Oralia Quintero Aguirre quien con su cariño nunca ha dejado de apoyarme a pesar de la distancia.

A mi hermana María Oralia Vázquez, quien día a día me impulsa a ser mejor.

A mi novia Marianna Salinas, quien ha estado conmigo en todo momento apoyándome en este proceso de crecimiento personal, y que a pesar de la distancia nunca deje de sentir su cariño y soporte.

A mi tutor José Tribó Busquetes por la orientación para lograr este proyecto y a Anna Casas por su apoyo en el proyecto.

A todos mis amigos de Barcelona y México, que gracias a ellos quienes con su apoyo y amistad han hecho de esta etapa de mi vida única y han sido un apoyo fundamental para mi crecimiento personal y académico.





## Resumen

Esta tesina toma como caso de estudio el Edificio de La Paloma, ubicado en el barrio el Raval de Barcelona y con un valor histórico y arquitectónico importante para la ciudad. El estudio del edificio quiere analizar los diferentes y posibles parámetros acústicos con el fin de determinar un uso coherente al edificio. Este análisis está basado en la unificación de parámetros hechos por diferentes autores, logrando la mayor valoración subjetividad.

Por otra parte se propone resolver el problema acústico del sistema de climatización, con un propuesta clara, integrando la estructura existente, con el sistema de climatización y el valor histórico del edificio, haciendo una intervención no destructiva del interior del edificio de La Paloma

## Abstract

The following thesis describes a case study which analyses the La Paloma building, an emblematic, yet banned for its surrounding nature, nightclub located in the Raval neighborhood of Barcelona. Never-the-less, the building not only holds an important historical value to the city, but it also maintains historical sentiment.

On first hand, the study of the building has the purpose of analyzing the different possible acoustic parameters in order to determine a consistent and sole use for the building. This analysis is based on the unification of parameters made by different authors, achieving higher valuation subjectivity.

Furthermore, a plausible solution is described with the purpose of solving the consistent generation of noise given to the climate control system in La Paloma premises and surroundings, which has been troubling the nature of the building. This is done by integrating the current existing structure, with the HVAC system and the historical value of the building, making a non-destructive intervention inside the building.



## **1 Tabla de contenido**

1.	INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS.....	11
1.1	Introducción.....	11
1.2	Estructura del trabajo.....	13
1.3	Objetivos del trabajo .....	14
2	CARACTERÍSTICAS DE LA SALA MULTIUSOS.....	15
2.1	Información General .....	15
2.2	Historia .....	15
2.2.1	En la actualidad .....	19
2.3	Situación.....	19
2.4	Capacidad .....	20
2.5	Distribución.....	21
2.5.1	Nivel Inferior.....	21
2.5.2	Primer Nivel .....	22
3	CONCEPTOS GENERALES DE ACÚSTICA DE SALAS .....	23
3.1	Introducción.....	23
3.2	Definición del sonido.....	23
3.3	Velocidad del sonido en el aire.....	23
3.4	Frecuencia del sonido.....	24
3.5	Nivel de presión sonora .....	24
3.6	Enmascaramiento del sonido .....	26
3.7	Criterio de ruido: Noise Criteria .....	27
3.8	Reflexiones y ecos.....	29
3.9	Propagación del sonido en recintos cerrados .....	30
3.9.1	Atenuación.....	30
3.9.2	Absorción.....	30
3.9.3	Reflexión.....	31
3.9.4	Difracción.....	31
3.9.5	Interferencia.....	31
3.10	Criterios de diseño: Parámetros Acústicos .....	32
4	MODELADO ACÚSTICO.....	33
4.1	Introducción.....	33
4.2	Construcción del modelo acústico de La Paloma en CATT-Acoustic .....	33
4.2.1	Geometría.....	34
4.2.2	Modelado de superficies y materiales utilizados .....	36

4.2.3	Posicionamiento de Receptores y Emisores .....	39
4.2.4	Condiciones de medida.....	44
5	ANÁLISIS ACÚSTICO DEL RECINTO.....	45
5.1	Introducción.....	45
5.2	Análisis general de la Sala.....	46
5.2.2	Tiempo de Reverberación (RT) .....	49
5.2.3	Calidez (BR) y Brillo (Br) .....	59
5.2.4	Early Decay Time (EDT).....	64
5.2.5	Sonorización (G) .....	76
5.2.6	Índice de definición (D-50).....	81
5.2.7	Claridad de la voz (C-50).....	89
5.2.8	Índice de Claridad (C-80) .....	95
5.2.9	Amplitud aparente de la fuente sonora (ASW) .....	106
5.2.10	Eficiencia Lateral (LF).....	107
5.2.11	Correlación cruzada interaural IACC.....	116
5.2.12	Indicé de inteligibilidad (STI).....	121
5.3	Ecogramas .....	127
5.3.1	Introducción .....	127
5.3.2	Metodología .....	127
5.3.3	Análisis de receptor numero 1 .....	128
5.3.4	Análisis de receptor numero 2.....	129
5.3.5	Análisis de receptor numero 3.....	130
5.3.6	Análisis de receptor numero 7 .....	131
5.3.7	Análisis de receptor numero 12 .....	132
5.4	Resumen de resultados de parámetros.....	133
6	ANÁLISIS ELECTRO ACÚSTICO DEL RECINTO .....	137
6.1	Introducción.....	137
6.2	Caso de Estudio .....	138
6.2.1	Introducción .....	138
6.2.2	Género Musical.....	138
6.2.3	Instrumentación y fuente de sonido .....	138
6.2.4	Audiencia.....	139
6.2.5	Balance.....	140
6.2.6	Medidas objetivas .....	140
6.2.7	Resultados del estudio: .....	141

6.3	Análisis.....	145
7	CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA MECÁNICO Y RUIDO DE VENTILACIÓN DE EQUIPOS 154	
7.1	Introducción.....	154
7.2	Transmisión del ruido en sistemas de aire acondicionado .....	154
7.2.1	Equipamiento Mecánico y Equipos de climatización .....	155
7.3	Equipamiento de conductos de aire y distribución .....	165
7.3.1	Aislamiento acústico en conductos de tramo recto.....	166
7.3.2	Aislamiento acústico por efecto codo.....	167
7.3.3	Aislamiento Acústico por cambio de sección del conducto.....	168
7.3.4	Reducción de ruido por efecto ramificaciones.....	169
7.3.5	Aislamiento acústico del ruido en los puntos terminales.....	169
7.3.6	Técnicas de reducción de ruido en los ductos de aire acondicionado .....	171
8	PROYECTO DE CLIMATIZACIÓN .....	175
8.1	Introducción.....	175
8.2	Reglamentación.....	175
8.3	Locales a tratar .....	176
8.4	Descripción del sistema .....	176
8.5	Parámetros de cálculo .....	176
8.5.1	Calidad térmica .....	177
8.6	Sistema Hidráulico.....	181
8.6.1	Cuarto de máquinas.....	181
8.6.2	Dimensionado de máquina productora de frio y calor .....	183
8.6.3	Dimensionado de tuberías.....	186
8.6.4	Dimensionado de colectores .....	188
8.6.5	Protección contra ruido .....	189
8.6.6	Sistema de ventilación .....	190
8.7	Sistemas de Tratamiento de Aire .....	191
8.7.1	Cuarto de Máquinas.....	191
8.7.2	Equipos de tratamiento de aire.....	194
8.7.3	Conductos de climatización.....	200
8.7.4	Difusores y rejillas .....	203
8.7.5	Esquema de distribución de aire.....	212
8.8	Anexos .....	222
8.8.1	Listado de planos .....	222
8.8.2	Calculo de cargas .....	223

9	ESTUDIO ACÚSTICO DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN.....	244
9.1	Introducción:.....	244
9.2	Análisis acústico del sistema de difusión.....	246
9.3	Aislamiento acústico de Unidades de tratamiento de aire .....	270
10	CONCLUSIONES.....	275
10.1	Análisis Acústicos .....	275
10.2	Climatización .....	276
10.3	Estudios a futuro.....	278

# 1.INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

## 1.1 Introducción

La arquitectura de lo invisible, la acústica. De aquello que no vemos, pero que sí podemos percibir. Este es el eje de mi proyecto y motivo de gran interés personal en los últimos años de mi vida como arquitecto. De la posibilidad de integrar este conocimiento para elaborar mejores diseños “invisibles”.

Es común ver entre arquitectos que existe una gran ausencia de conocimiento de la acústica a la hora de diseñar un espacio. Mayormente diseñamos para los ojos y no para los oídos. Este tema ha sido abordado por distintas civilizaciones y la evidencia la podemos encontrar en sus edificaciones. Sobre el tema encontramos los antiguos teatros romanos, diseñados para que el público pudiera escuchar las obras de la época.

Antes de continuar, es importante señalar que existen 2 grandes áreas sobre la acústica: el aislamiento y el acondicionamiento. Por limitaciones de tiempo y para fines del presente proyecto sólo se abarcará la segunda área. En la cual, se analizará puntualmente los sistemas de climatización propuestos.

Una vez delimitada el área de investigación, era preciso elegir una sala. La ganadora fue una sala histórica y de gran prestigio para los barceloneses que se remonta a principios del siglo XX. Hablamos de la Paloma. A lo largo de los años esta sala ha funcionado para diversos tipos de presentaciones que van desde música amplificada, conciertos acústicos, charlas y hasta obras de teatro. La pregunta fue: ¿La sala está acústicamente preparada para dichas presentaciones?

Los espacios multifuncionales han sido comunes desde siglos, pero en la actualidad es frecuente tener diferentes usos para un mismo espacio. La posibilidad de encontrar un espacio que realmente tenga la versatilidad acústica

para albergar distintas presentaciones, es tan rara como los espacios destinados a un sólo uso. De esta reflexión surgió el interés por estudiar la Paloma.

Entre los usos de la sala encontramos el de los conciertos amplificados. Esto significa que el espacio consta de un sistema de refuerzo electro acústico para poder ser interpretados. Existen muchos estudios de salas de conciertos, de ópera y de teatros, pero pocos son los estudios realizados en aquellas que utilizan sistemas amplificados de sonido.

Normalmente el proceso de estudio incluye una toma de datos siguiendo los parámetros de la norma UNE- EN ISO 3382-1: 2009, de ahí se procede a validar el modelo en 3-D comparándolo con los valores obtenidos en campo. Por cuestiones de logística, en este estudio utilizaremos los datos obtenidos con la modelación por computadora.



## **1.2 Estructura del trabajo**

El trabajo consta de 6 partes.

La 1 parte está compuesta por una breve historia de la Paloma y su situación actual. También se describirán los materiales utilizados y la información recopilada para la elaboración del proyecto.

En el 2 punto veremos la descripción del trabajo del modelado acústico utilizado para el análisis de la sala, incluyendo todos los materiales utilizados y el proceso de trabajo.

Posteriormente en la 3 parte veremos los resultados obtenidos del análisis acústico, usando la sala como modelo para comparar los parámetros subjetivos y objetivos. Esto dará conclusiones del uso adecuado del recinto para la acústica.

En el apartado número 4 se apreciará un estudio para la sala en forma de electro acústica. A partir de estos, se generan resultados y se utilizan para la valoración de la sala.

Penúltimo y 5 punto. Se procede a realizar un capítulo completo sobre los ruidos generados por los sistemas de climatización y las soluciones adecuadas.

Por último se procede a la realización una propuesta de climatización del recinto, y una solución acústica para el ruido generado por el mismo.

### 1.3 Objetivos del trabajo

Horizonte:

Analizar los parámetros acústicos y de climatización, planteando sistemas de solución integrados a las salas de uso múltiple. Caso de estudio Edif. la paloma, Barcelona.

Específicos:

- Estudiar el comportamiento acústico y electro acústico del edificio La Paloma.
- Hacer el modelo acústico digital en 3D en CATT Acoustic, dando condiciones de medida a las salas.
- Desarrollar el análisis acústico haciendo el estudio por usos definidos del edificio.
- Desarrollar el análisis electro acústico a partir de un estudio estándar comparativo.
- Estudio de los parámetros de climatización del edificio, y del sistema a implementar.
- Estudio acústico del sistema de climatización.
- Realizar una propuesta de climatización la cual se concentre en el objetivo de tratar de reducir los cambios generados por las instalaciones en la sala y reducir el nivel de ruido en el recinto.

## 2 CARACTERÍSTICAS DE LA SALA MULTIUSOS

### 2.1 Información General

La Paloma es una sala mítica de Barcelona, la cual ha trascendido a la historia debido a su variación de usos por el paso del tiempo. Entre sus múltiples usos, en la última década fue utilizada para conciertos amplificados y espectáculos de baile.

### 2.2 Historia

La sala “La Paloma” tiene sus inicios en 1903 gracias a tres compañeros apellidados Ustrell, Sorrilla y Ballarda. Formaba parte de aquellos bailes públicos que tenían el nombre de la Bohemia Modernista entre los cuales incluían el Iris Park, La Gavina Azul, El Globo, Luna Park, el Metro, el Amaya entre otros. De aquellas épocas solo quedan vigentes el Apolo y la Paloma, y hoy son testimonios del pasado.

Situada entre las calles del Tigre, Paloma y Sant Vicençs, tiene el aspecto de una nave industrial de su época. La fundición Comas era famosa por sus talleres donde se crearon varios elementos del monumento a Colón. Los arquitectos encargados de la remodelación de la fábrica fueron Gaietà Buigas, Joan Torras y el escultor Rafael Atché.

El viejo sector rodeado de fábricas, pequeños talleres y modestas casas fue alegrando su triste fisonomía.

Debido a problemas económicos de los socios principales, Jaume Daura, (fabricante de bebidas carbonatadas) recibió como liquidación de la deuda una parte de la Paloma. Tiempo después los otros 2 socios terminaron vendiendo sus partes al mismo Durán. Ya siendo el único dueño desde 1907 lo primero que hizo fue cambiarle el nombre de la Paloma al de La Camelia Blanca. Un año más tarde cambiaría el nombre al de Salón Venus Sport.

En 1915 se generó una de las principales reformas de la Paloma, en ese entonces llamada Salón Venus Sport. Se instalaron balcones en toda la periferia de la sala, con acceso mediante 4 escaleras colocadas en cada esquina.

Gracias a la gran intervención de Ricardo Moragas y su sobrino Salvador Alarnas, se tienen unos de los detalles más emblemáticos de la sala: 2 grandes telas que representaban cuatro escenas de baile de salón: Minúe, Popula, De sociedad y de máscaras.



**Imagen 2-1 Fotografía de uno de los telares del interior de la sala.**

Con el paso del tiempo el local fue adquiriendo un aspecto lujoso debido al emplazamiento de palcos en las galerías, la introducción de diversas plantas, decorados y estatuas. En un tiempo la sala contaba con una gran fuente situada en el centro de la pista realizada por Manuel Mestres, el cual se inspiró en el Patio de los Leones en Granada. Se tenía un aspecto parecido al Salón de los Espejos del Palacio de Versalles.

En 1919 empezaron las obras y ese mismo año en diciembre fue su gran inauguración. Para 1928 se instaló la monumental lámpara central diseñada igualmente por Manuel Mestres la cual fue el último cambio significativo



**Imagen 2-2 Fotografía del interior de “La Paloma” con fecha de 1930**



**Imagen 2-3 Fotografía tomada de un baile típico**

La Paloma en su momento siguió funcionando hasta 1938, cuando fue incautada por las autoridades militares. Su reapertura no fue sino hasta 1940, que fue cuando se tomó la decisión de cambiar el nombre de Salón Venus Sport a Salón Venus Deporte.

En 1975, Pau Solé hereda la propiedad y se encarga de la dirección del local. Con la idea de revitalizar la sala, se introdujo una variedad musical la cual fue bien recibida por la gente. Otro cambio importante fue volver a su nombre original “La Paloma”.

En 1975, Pau Solé hereda la propiedad y se encarga de la dirección del local. Con la idea de revitalizar la sala, se introdujo una variedad musical la cual fue bien recibida por la gente. Otro cambio importante fue volver a su nombre original “La Paloma”.

En 1982 se realizaron eventos deportivos como peleas de box las cuales gozaron de mucha popularidad, pero debido a ciertos incidentes no tuvieron continuidad.

La orquesta pasó de estar localizada por encima de la puerta de la entrada, para después ubicarse debajo y luego en el escenario.

Carnavales, fiestas particulares, conciertos y demás forman parte de la historia de este mítico lugar ubicado en la zona del Raval en Barcelona..



**Imagen 2-4 Imagen del interior de “La Paloma”**

### **2.2.1 En la actualidad**

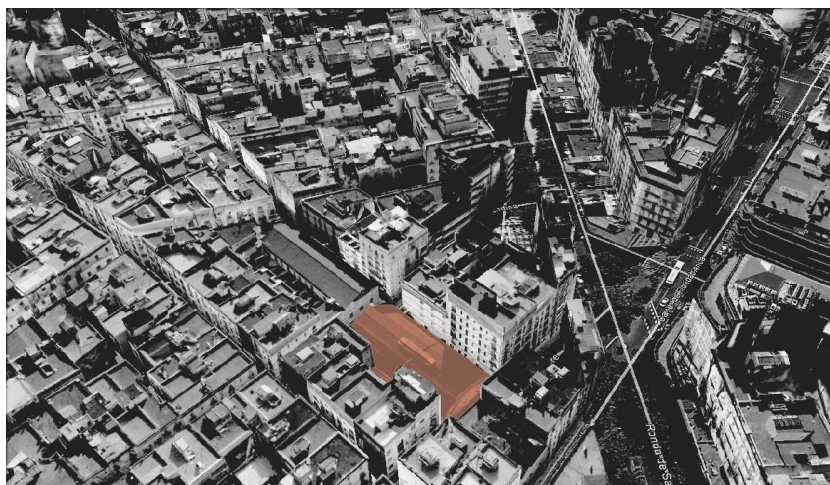
En la actualidad, la mítica sala de baile “La Paloma” se encuentra cerrada por diversos problemas acústicos. En específico con problemas de aislamiento acústico. El 23 de Diciembre del 2006 fue decretado el cierre del lugar debido a que las instalaciones de la sala no respetaban las normativas contra el ruido.

La histórica sala de baile barcelonesa, considerada patrimonio de la ciudad por su suntuosa decoración interior se vio obligada a cerrar sus puertas por orden del ayuntamiento.

## **2.3 Situación**

El edificio se encuentra situado en el barrio del Raval en el distrito del Ciutat Vella en Barcelona. La sala es un conjunto de áreas que es dividido entre la sala de conciertos y las áreas complementarias donde incluyen Bodegas, camerinos, áreas de servicio y oficinas. La sala de conciertos ocupa una superficie de 780 m<sup>2</sup> con un perímetro de 118 metros lineales, mientras que las salas complementarias ocupan un área de 787 m<sup>2</sup>.

La dirección del local se encuentra en Carrer del Tigre número 27.



**Imagen 2-5 Vista aérea de la sala de conciertos “La Paloma”**





**Imagen 2-6 Vista exterior del local “La Paloma”**

## **2.4 Capacidad**

En referencia a la especificación de espacios de espectáculos se dice que la capacidad del local equivale a 1 persona por cada 0.33 m<sup>2</sup> si se cumple las siguientes especificaciones:

- No existe mobiliario que pueda provocar tropiezos o enganches con la ropa
- La zona del público se ubica en la planta baja que constituye planta de salida del edificio
- Las salidas comunican directamente con el espacio exterior seguro

Dado el caso y a razón de que la paloma cumple los tres requisitos, en la pista de baile, donde las personas se encuentran de pie, tiene una capacidad de 954 espectadores debido a que el área es de 315 m<sup>2</sup>

Para el caso de las personas sentadas, especifica que la capacidad máxima será de 0.50 m<sup>2</sup> por persona. Esta norma aplica para el área de palcos. Por lo que en los palcos se tiene un área de 60.63 m<sup>2</sup> en la planta baja y 115.19 m<sup>2</sup> en el primer nivel lo cual da un total de 175.82 m<sup>2</sup> para un aforo de 351.64 personas en los palcos.



A manera de resumen La Paloma tiene un volumen de 5587 m<sup>3</sup> y tiene una capacidad para albergar a 954 personas colocadas a nivel de escenario y de pie. A esto se le suma la cantidad de personas que tienen en palco la cual es de 351 para un total de 1305 personas.

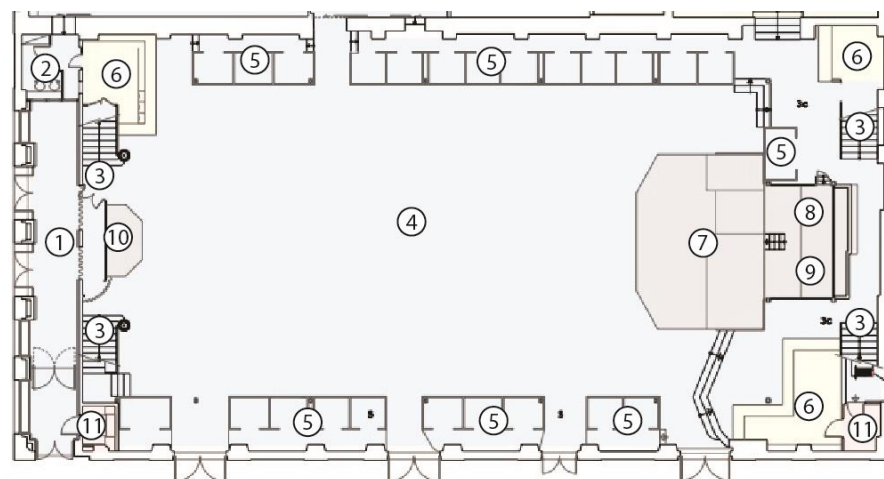
## **2.5 Distribución**

La forma de la planta es habitual, debido a que la sala cuenta con una configuración geométrica perceptible desde la entrada. La configuración del local en la sala de concierto cuenta con dos niveles.

### **2.5.1 Nivel Inferior**

En el nivel inferior se encuentra el escenario con un área de 42 m<sup>2</sup>. Detrás del escenario se encuentra un área previa del escenario de 14m<sup>2</sup>. Se tiene un área de servicio, una barra de atención al público de 14m<sup>2</sup>. Se tienen 2 áreas reservadas para el público tipo balcones de un área de 50m<sup>2</sup> y 46m<sup>2</sup> respectivamente.

- 1.- Vestíbulo
- 2.- Recepción
- 3.- Escaleras para planta superior
- 4.- Sala General
- 5.- Palcos
- 6.- Barra General
- 7.- Escenario
- 8.- Backstage
- 9.- Control de audio
- 10.- Control de Iluminación
- 11.- Bodega



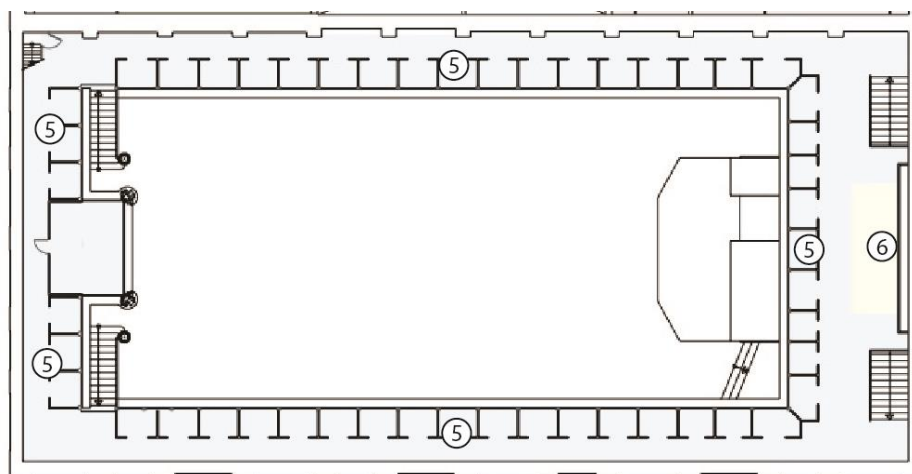
**Imagen 2-7 Distribución de Planta baja (Sala de usos Múltiples)**

## **2.5.2 Primer Nivel**

En el nivel superior se encuentra el área de palcos con un área de 275m<sup>2</sup> y un área de servicio para atender las necesidades del área superior de 15 m<sup>2</sup>

5.- Palcos

8.- Barra



**Imagen 2-8 Distribución Primer Nivel (Sala de usos múltiples)**

# **3 CONCEPTOS GENERALES DE ACÚSTICA DE SALAS**

## **3.1 Introducción**

Para este capítulo, se realizará un resumen de los principales términos acústicos para dar un entendido más adecuado del proyecto a realizar. Se hablará sobre las teorías aplicadas en el análisis acústico de salas. Esto con la finalidad de tener unos conocimientos adecuados para la lectura del estudio acústico que se describe en el capítulo 5 y 6.

## **3.2 Definición del sonido**

El sonido puede ser definido de la siguiente forma:

-Vibración mecánica que se propaga a través de un medio material elástico y denso (habitualmente el aire), y que es capaz de producir una sensación auditiva. De dicha definición se desprende que, a diferencia de la luz, el sonido no se propaga a través del vacío y, además, se asocia con el concepto de estímulo físico. [1]

-Sensación auditiva producida por una vibración de carácter mecánico que se propaga a través de un medio elástico y denso. [1]

## **3.3 Velocidad del sonido en el aire**

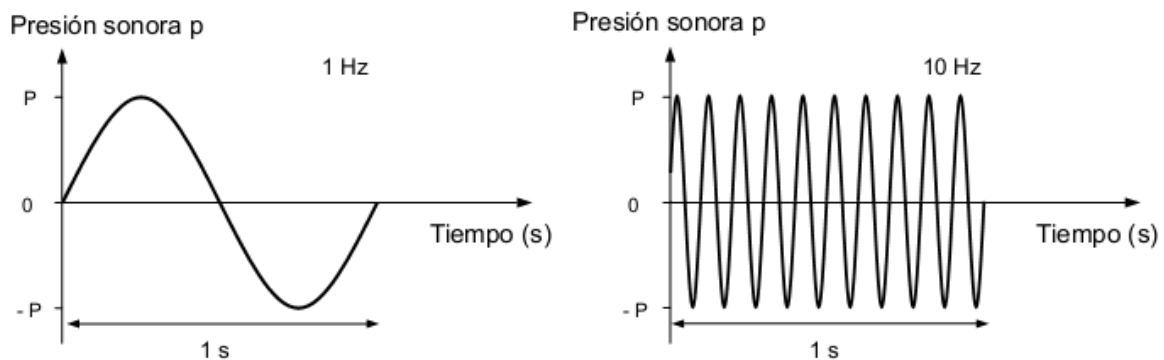
El sonido se considera que se propaga a través del aire, y para la música este es el medio normal de propagación. La velocidad promedio del sonido a temperatura ambiente es de 345 m/s. La velocidad puede aumentar o disminuir dependiendo de la presión atmosférica y la temperatura del lugar.

Si bien el aire constituye el medio habitual de propagación de las ondas sonoras, conviene tener presente que el sonido puede propagarse a través de

cualquier otro medio elástico y denso. Cuanto más denso y menos elástico sea el medio, mayor será la velocidad del sonido a su través. Por ejemplo, la velocidad de propagación del sonido generado por un tren a través de los raíles es mucho mayor que a través del aire, por lo que la vibración del raíl se percibirá mucho antes que el sonido aéreo debido a dicho tren.[1]

### 3.4 Frecuencia del sonido

La frecuencia del sonido es definida por el número de ciclo de ondas que pasan durante un segundo. Su sistema de medición es el Hertz (Hz) y para unidades mayores se utiliza el kilohertz kHz.



**Imagen 3-1 Ejemplos de oscilaciones de frecuencias 1 y 10 Hz [1]**

En la imagen 3-1 se puede apreciar la forma en la que se mide la frecuencia del sonido en diferentes frecuencias.

Normalmente una persona joven con una normal audición tiene una banda audible entre las frecuencias de 20 Hz a 20,000 Hz. En relación al tipo de frecuencia emitido, existen unos umbrales de dolor que puede soportar el oído humano. [1]

### 3.5 Nivel de presión sonora

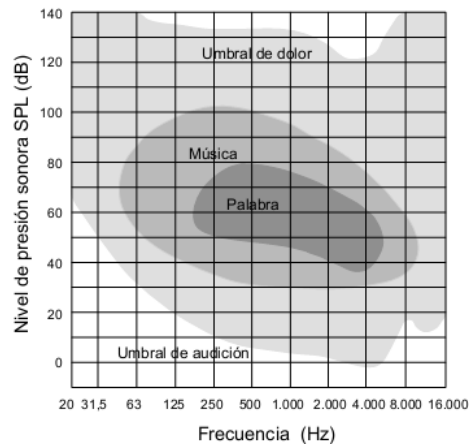
El concepto de presión sonora es básico para el entendimiento de las ondas sonoras. Normalmente el oído humano puede detectar una cantidad enorme de presión sonora, siendo el menor valor a de 20 micro pascales (.00002 pascales) a 200 pascales (Pa). Es decir que existe una magnitud de 10,000,000 a 1.[10]

Debido a este margen tan amplio, el nivel de presión sonora es medido en decibeles dB el cual comprime una gran cantidad de medidas de presión y la representa en una escala logarítmica. Normalmente es la forma más fácil de describir el sonido. Los valores encontrados normalmente en acústica rondan entre 0 a 140 dB, siendo el 0 el mínimo valor y el 140 se define como el umbral del dolor. Se presenta una tabla con valores aproximados de los diferentes niveles de presión sonora comparados con diferentes lugares y situaciones.

FUENTE SONORA	NIVEL DE PRESIÓN SONORA SPL (dB)	VALORACIÓN SUBJETIVA DEL NIVEL
Despegue avión (a 60 m)	120	Muy elevado
Edificio en construcción	110	
Martillo neumático	100	
Camión pesado (a 15 m)	90	
Calle (ciudad)	80	Elevado
Interior automóvil	70	
Conversación normal (a 1 m)	60	
Oficina, aula	50	
Sala de estar	40	Moderado
Dormitorio (noche)	30	
Estudio de radiodifusión	20	

**Imagen 3-2 Niveles de presión sonora correspondientes a sonidos y ruidos típicos, y valoración subjetiva asociada [1]**

Como se hablaba en el apartado 3.4, Carrion [1] nos proporciona una tabla especificando la relación entre el nivel de presión sonora y la banda de frecuencias para definir el umbral del dolor.

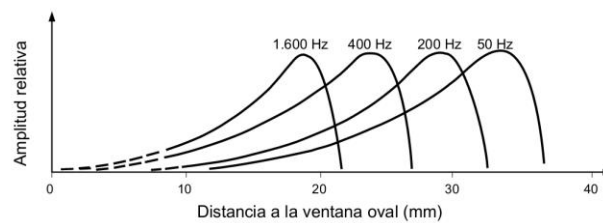


**Imagen 3-3 Niveles audibles en función de la frecuencia junto con las zonas correspondientes a la música y a la palabra. [1]**

### 3.6 Enmascaramiento del sonido

Al hablar del enmascaramiento, se refiere al hecho de que entre dos frecuencias diferentes existe la posibilidad que una opaque a la otra, evitando su percepción de forma parcial o total.

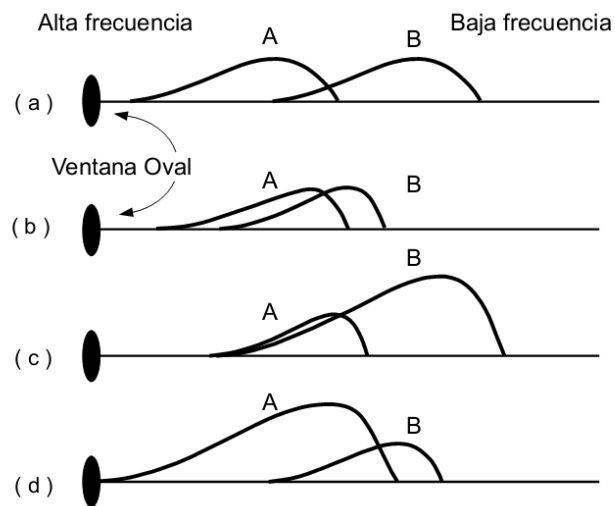
En la imagen 3-4 se muestra la amplitud relativa del desplazamiento de la membrana basilar en función de la distancia a la ventana oval, para cuatro tonos de frecuencia diferentes [1]



**Imagen 3-4 Amplitud relativa del desplazamiento de la membrana basilar para diferentes tonos puros [1]**

Se puede ver en la imagen que las frecuencias cortas abarca una distancia mucho más larga y mientras se va aumentando las frecuencias, se va reduciendo la distancia hacia la ventana oval. Normalmente las frecuencias bajas terminan

enmascarando a las frecuencias altas, todo en relación a la presión sonora que se generen.



**Imagen 3-5 Respuesta de la membrana basilar a diferentes combinaciones de tonos puros [1]**

En esta imagen se puede ver lo explicado anteriormente, donde la A representa las frecuencias altas y la B representa las frecuencias bajas. Se puede dar por entendido que las frecuencias bajas en el ejemplo (c) enmascaran totalmente a las frecuencias altas, mientras que en el ejemplo (d) el efecto del enmascaramiento de una frecuencia alta hacia una baja no es tan perceptible.

### 3.7 Criterio de ruido: Noise Criteria

La evaluación objetiva del grado de molestia que un determinado ruido ambiental provoca en un oyente se realiza por comparación de los niveles de ruido existentes en un recinto, en cada banda de octava comprendida entre 63 Hz y 8000 Hz, con un conjunto de curvas de referencia denominadas NC (Noise Criteria) [1]

Las curvas NC siguen de forma aproximada la evolución de la sensibilidad del oído en función de la frecuencia. Esto se debe a que los niveles SPL máximos permitidos a bajas frecuencias son siempre más elevados que los

correspondientes a frecuencias altas porque el oído es menos sensible a frecuencias bajas.

Se emplean de forma generalizada para establecer los niveles de ruido máximos recomendables para diferentes tipos de recintos en función de su aplicación. Se dice que un recinto cumple una determinada especificación NC cuando los niveles de ruido de fondo, medidos en cada una de las bandas de octava, están por debajo de la curva NC correspondiente.

**Tabla 3-1 Valores del nivel de presión sonora correspondiente al Índice NC**

NC	Niveles de presión sonora en bandas de octava (dB)							
	Frecuencias centrales (Hz)							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
15	47	36	29	22	17	14	12	11
20	51	40	33	26	22	19	17	16
25	54	44	37	31	27	24	22	21
30	57	48	41	35	31	29	28	27
35	60	52	45	40	36	34	33	32
40	64	57	50	45	41	39	38	37
45	67	60	54	49	46	44	43	42
50	71	64	58	54	51	49	48	47
55	74	67	62	58	56	54	53	52
60	77	71	67	63	61	59	58	57
65	80	75	71	68	66	64	63	62
70	83	79	75	72	71	70	69	68

**Tabla 3-2 Valores recomendados de Índice NC para diferentes locales [espacio sonoro]**

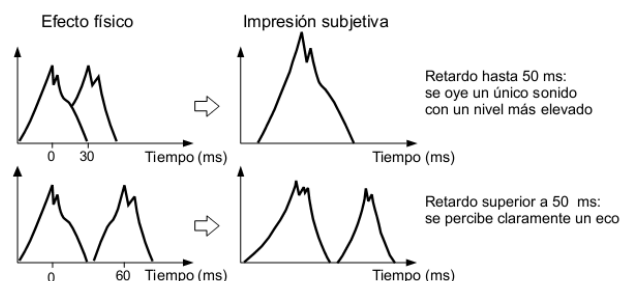
Tipos de recintos	Rango de niveles NC que pueden aceptarse
Fábricas para ingeniería pesada	55 – 75
Fábricas para ingeniería ligera	45 – 65
Cocinas industriales	40 – 50
Recintos deportivos y piscinas	35 – 50
Grandes almacenes y tiendas	35 – 45
Restaurantes, bares, cafeterías	35 – 45
Oficinas mecanizadas	40 – 50
Oficinas generales	35 – 45
Despachos, bibliotecas, salas de Justicia y aulas	30 – 35
Viviendas y dormitorios	25 – 35
Salas de hospitales y quirófanos	25 – 35
Cines	30 – 35
Teatros, salas de juntas, iglesias	25 – 30
Salas de conciertos y teatros de ópera	20 – 25
Estudios de registro y reproducción sonora	15 – 20



### 3.8 Reflexiones y ecos

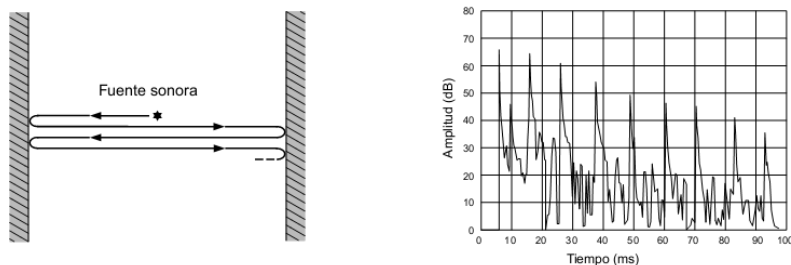
Cuando la reflexión de un sonido directo llega al receptor con un tiempo inferior a 50 ms, se puede integrar como un solo sonido, y muchas veces ayuda a generar una sensación de amplitud del sonido para los mensajes orales y al aumento de la inteligibilidad.

Al contrario cuando la reflexión llega después de los 50 ms empeora la inteligibilidad del mensaje y no es integrado como un sonido único, sino que se ve como una repetición del sonido recibido anteriormente. A este efecto se le denomina Eco.



**Imagen 3-6 Superposición de sonidos con diferentes retardos e impresión subjetiva asociada [1]**

El eco flotante (flutter echo) consiste en una repetición múltiple en un breve intervalo de tiempo, de un sonido generado por una fuente sonora, y aparece cuando ésta se sitúa dentro de dos superficies paralelas, lisas y muy reflectantes. [1]



**Imagen 3-7 Ejemplo de un eco flotante y su ETC correspondiente**

### 3.9 Propagación del sonido en recintos cerrados

La forma en la que llega el sonido irradiado por una fuente en cualquier parte del lugar llega de dos formas: La primer forma como llega el sonido es el sonido directo, el cual es la línea directa entre el receptor y la fuente simulando que estuvieran en un espacio libre. La segunda forma es el sonido indirecto o sonido reflejado el cual llega debido a las reflexiones que tiene la onda con el recinto cerrado.

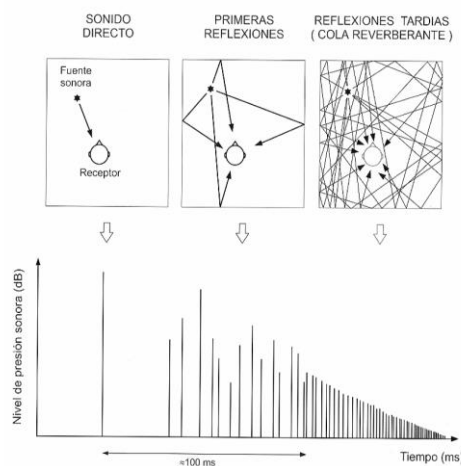


Imagen 3-8 Representación del sonido directo e indirecto percibido [1]

#### 3.9.1 Atenuación

La atenuación es descrita como la pérdida de energía de las ondas sonoras producidas por un emisor y es dependiente de la distancia recorrida de las mismas. Esta descrita por la ley cuadrática inversa, la cual especifica que cada que se dobla la distancia del recorrido de las ondas sonoras se traduce como una pérdida de 6 dB de presión sonora. Esta ley es adecuada cuando el sonido se produce en un campo libre.

#### 3.9.2 Absorción

El efecto de absorción se produce cuando la energía de las ondas sonoras es transformada en calor comúnmente, o en otro tipo de energía por el contacto con las superficies.

Normalmente los factores que influyen más en la absorción de una onda sonora en un recinto son el público, las butacas y los materiales absorbentes utilizados en la sala y la mayoría de las superficies del lugar. Se debe de conocer el coeficiente de absorción de todos los materiales para poder realizar un estudio acústico.

### **3.9.3 Reflexión**

Las ondas sonoras que llegan a una superficie y no la pueden traspasar debido a que la onda es menor a la superficie, se produce un efecto de reflexión.

Si la superficie en la que incide la onda sonora es lisa, se produce una reflexión especular, mientras que si la superficie es irregular, el sonido se refleja en múltiples direcciones, y se produce la difusión.

### **3.9.4 Difracción**

La onda experimenta un fenómeno físico cuando se encuentra con un obstáculo en su camino. El comportamiento de la onda sonora al momento de encontrarse con un objeto será diferente según cual sea la frecuencia.

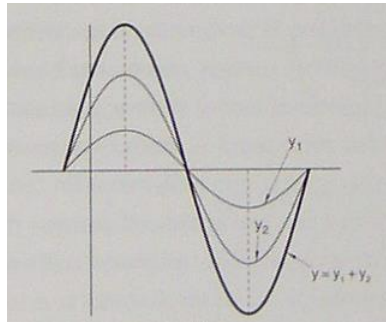
Cuando las ondas sonoras son mayores al objeto en coalición, normalmente en las frecuencias graves, existe una tendencia a rodear o abrazar el objeto. Cuando la onda llega a un objeto rígido con un orificio de abertura muy pequeño se propagan ondas idénticas al incidente en todas las direcciones. (Se crea un nuevo centro de emisión)

Cuando las ondas sonoras son más pequeñas que el objeto en coalición se crean sombras acústicas con mayor facilidad. Mientras la frecuencia sea mayor, existirá una tendencia a comportarse como un rayo sonoro [14]

### **3.9.5 Interferencia**

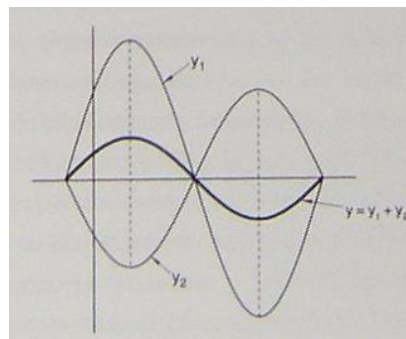
Cuando dos sistemas de onda se superponen se produce las interferencias. Cuando las ondas que alcanzan una misma partícula del medio están en fase, la interferencia es constructiva y refuerza la vibración de esa partícula. Cuando las

ondas están en oposición de fase, la interferencia es destructiva y se amortigua la vibración Este es el mecanismo que emplea la absorción activa. [8]



**Imagen 3-9 Interferencia constructiva [8]**

La interferencia de ondas idénticas que se propagan en sentido contrario produce ondas estacionarias. Estas ondas parecen no avanzar, formándose y deshaciéndose alternativamente y permaneciendo siempre en el mismo lugar. [8]



**Imagen 3-10 Interferencia destructiva [8]**

### **3.10 Criterios de diseño: Parámetros Acústicos**

Para el análisis del estudio de las salas, se utilizan parámetros objetivos y subjetivos que son proporcionados por diferentes autores, en los que especifican las valoraciones adecuadas para diferentes usos de las salas. Estos parámetros se describirán detalladamente en el estudio acústico realizado en el capítulo 5.

# 4 MODELADO ACÚSTICO

## 4.1 Introducción

Como parte del proceso de obtención de datos y posterior calificación de la sala es importante tener un modelo tridiemnsional para poder realizar los estudios pertinentes a la sala La Paloma. El objetivo es analizar el espacio interior de la sala y obtener todos los materiales y medidas para representar de forma correcta el espacio a estudiar.

En este apartado es importante señalar que no fue posible la obtención de datos en sitio de las medidas acústicas, por lo que el proceso del estudio se realizará de formo experimental.

Al no contar con los resultados, el modelo de 3-d no puede ser validado para realizar un estudio completo, el cual consta de comparar los datos reales obtenidos en el sitio con los datos virtuales y así confirmar que el modelo virtual representa la sala real con ciertos márgenes de variación los cuales se comparan con el JND (Just noticeable difference).

Debido a la falta de información, se utilizarán los datos obtenidos en el modelado de la sala como parámetros reales para el caso de estudio.

Para la realización de un modelo por ordenador es necesario:

- a) Introducir la geometría de la sala en el software CATT-Acoustic
- b) Asignar materiales a las superficies y definir sus parámetros
- c) Definir áreas de audiencia y posiciones de los receptores
- d) Introducir las fuentes sonoras

## 4.2 Construcción del modelo acústico de La Paloma en CATT-Acoustic

Se ha utilizado el programa CATT Acoustic v9.0v versión DEMO para la modelación de la sala y su dimensionado. En referencia a los planos, se tomaron las medidas correspondientes para su implantación y su modelado.

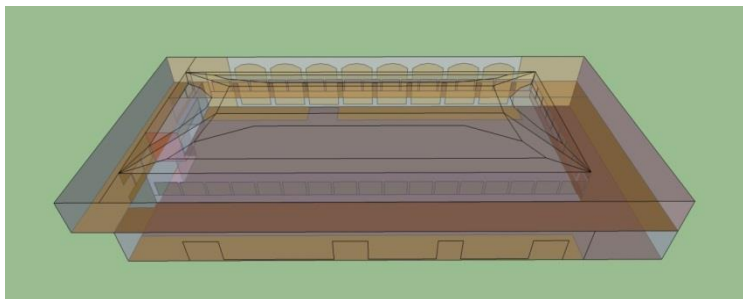
Este programa permite la modelación de cualquier sala en 3D y realizar los cálculos pertinentes al estudio acústico, en base a la información del lugar implementada en el programa.

#### **4.2.1 Geometría**

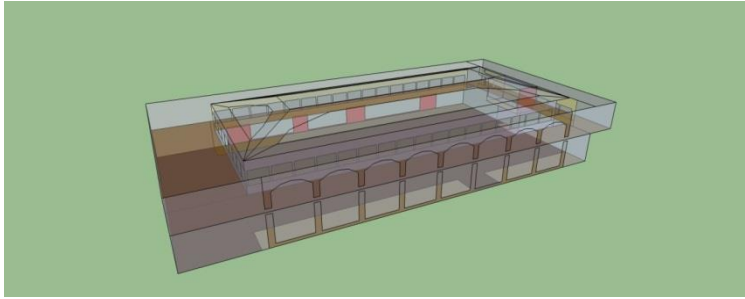
El programa CATT Acoustic trabaja en formato .geo, por lo que modelar en sí mismo la estructura del espacio es complicado, ya que el recinto LA PALOMA consta de muchos detalles.

La geometría del modelo se realiza en Google Sketchup, debido a la simplicidad de la forma de diseñar y al hecho de que existe una aplicación para pasar el modelo del formato (.skp) a (.geo), el cual es legible por el programa CATT Acoustics. Esta aplicación tiene el nombre de SUTT2CATT.

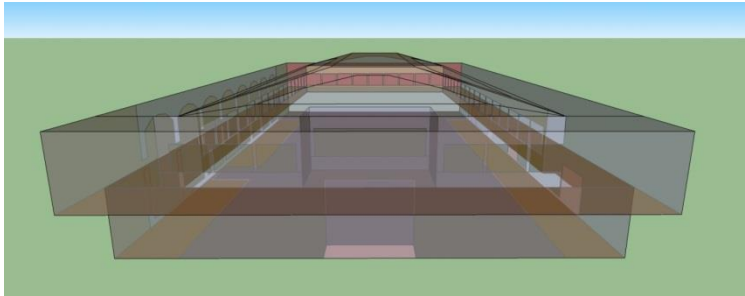
Uno de los problemas encontrados con la aplicación SUTT2CATT fue que en el proceso de diseño y exportación de archivo para (.GEO) solo es permitido un número de 50 planos (Caras) para realizar el modelo. Esto se debe a que el programa fue obtenido en forma de DEMO igualmente. Por esta razón, y debido a que las caras de la paloma superaban la cantidad permitida, fue que se simplificó el modelo, considerando los parámetros más importantes y los materiales más destacados del local.



**Imagen 4-1 Modelado en 3-D de la sala La Paloma (Máximo 50 planos)**



**Imagen 4-2 Modelado en 3-D de la sala La Paloma (Máximo 50 planos)**



**Imagen 4-3 Modelado en 3-D de la sala La Paloma (Máximo 50 planos)**

El siguiente paso es importar el modelo de SKETCHUP con la aplicación SU2CATT y realizar la introducción de los datos. Cabe recalcar que por la limitante que existe de uso de planos, al momento de la importación del SKETCHUP a CATT Acoustics, se perdieron varias caras, por lo que se tuvo que modelar vía programación y localizar las caras en forma de coordenadas para terminar de cerrar el modelo.

El hecho de simplificar la estructura o forma del lugar ayuda a reducir la carga en el proceso de cálculo de los resultados sin afectar en los resultados finales. Esto es a razón de que detalles tan minuciosos no son representados debido a que la onda de sonido abarca un área extensa.



Imagen 4-4 Imagen del interior de la paloma [Google]

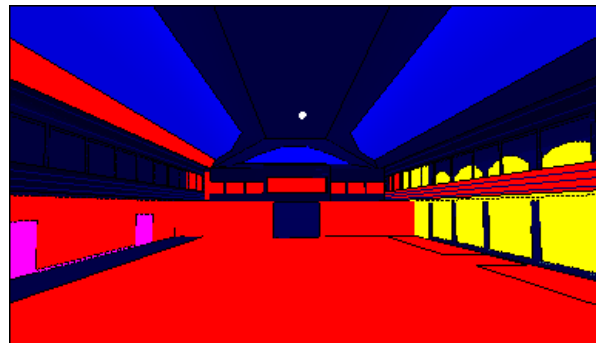


Imagen 4-5 Imagen del interior de la paloma CATT ACOUSTIC

#### 4.2.2 Modelado de superficies y materiales utilizados

Uno de los detalles más importantes para la realización de los análisis acústicos en base a modelos tridimensionales son los materiales utilizados en la sala. Como se comenta en los apartados anteriores, se especifican todos los materiales utilizados y se especifican los coeficientes de absorción de cada material, los cuales fueron introducidos en el programa.

Se generaron tres diferentes salas con la misma geometría, los mismos materiales y su coeficiente de absorción, solo cambiando el de la audiencia para diferenciar los diferentes usos de la sala y se clasificaron de la siguiente manera:

**Sala Vacía**

**Sala Ocupada (Público de pie)**

**Sala Ocupada (Público sentado)**



Para la obtención de los coeficientes de absorción, se utilizaron los factores obtenido del libro Higi Arau, donde especifica para diferentes materiales unos coeficientes de absorción.

En la parte superior, en la cubierta se encuentran las telas decorativas las cuales se les aplicó el coeficiente correspondiente al tejido de algodón.

En las paredes laterales, donde no se tiene el recubrimiento acústico se seleccionó un material de Hormigón de obra fino.

En el detalle relevante y de forma escultórica en el interior se optó por elegir Escayola con acabado fino. Este material recorre todo el perímetro del conjunto de la sala de conciertos.

Para los detalles de la cubierta donde no se encuentran las telas, se optó por categorizarlo como madera barnizada sobre vigas.

En el área de palcos de la parte inferior, se encuentran instaladas unas tarimas, las cuales fueron clasificadas como Plafón de madera de pino de 20mm y 50mm de cámara de aire.

En uno de los muros laterales del conjunto se instaló un aislamiento acústico el cual fue representado como chapa perforada más 10cm de lana de roca.

La parte que diferencia los modelos en 3-D es el coeficiente de absorción del público. A continuación se presenta la tabla con los 3 coeficientes de absorción utilizados para modelar las 3 salas:

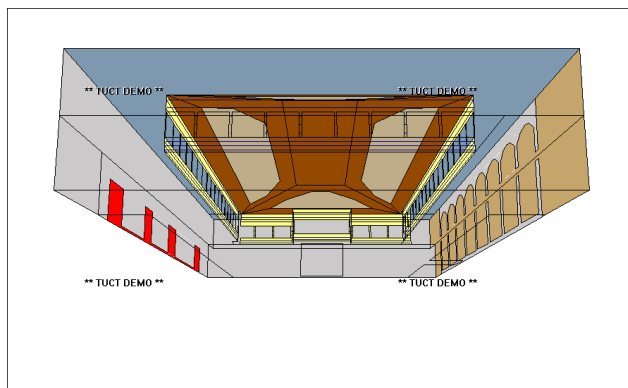
**Tabla 4-1 Coeficientes de absorción utilizados en los 3 diferentes modelos.**

	Frecuencias					
	125	250	500	1k	2k	4k
Sala Vacía	.01	.01	.01	.01	.02	.02
Público Sentado	0.33	0.4	0.44	0.45	0.45	0.45
Público de Pie	0.2	0.4	0.8	0.95	0.93	0.87

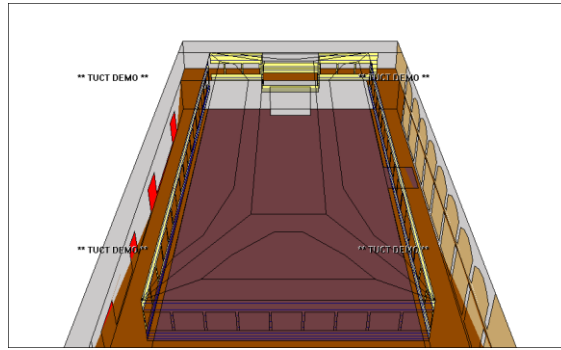
**Tabla 4-2 Coeficientes de absorción de los diferentes materiales utilizados para la modelación en 3-D**

REFERENCIA	MATERIAL	DESCRIPCIÓN	UBICACIÓN	NIVEL DE ABSORCIÓN DE FRECUENCIAS (HZ)					
				250	500	1000	2000	4000	8000
	TELA	Tejido 53% algodón, 33% fibra, 14% lino 0.24kg/m2	Cubierta área central, 4 telares	0.02	0.04	0.07	0.26	0.3	0.15
	HORMIGON	Hormigón de obra fino	Paredes laterales	0.02	0.02	0.04	0.06	0.08	0.1
	YESO	Escayola con acabado fino	Detalles en balcones	0.14	0.1	0.06	0.04	0.04	0.03
	MADERA	Madera barnizada sobre vigas	Cubierta, tarimas de segundo nivel	0.15	0.11	0.1	0.06	0.07	0.06
	MADERA	Plafón de madera de pino de 20mm y 50mm de cámara de aire	Planta baja, balcones	0.1	0.11	0.1	0.08	0.08	0.05
	AISLAMIENTO	Chapa perforada más 10cm de lana de roca	Pared lateral interior	0.45	0.8	0.99	0.98	0.95	0.85
	PUBLICO	Nivel de absorción de persona parada	Escenario Principal	x	x	x	x	x	x

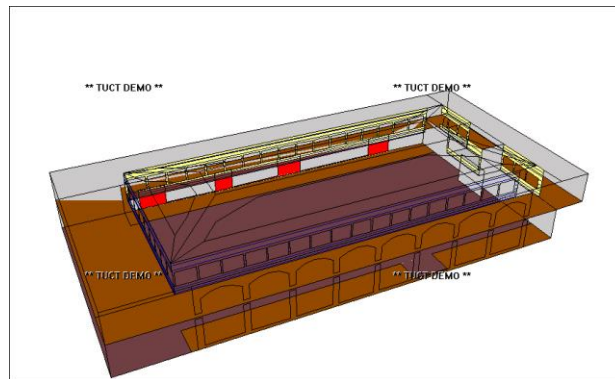
De tal forma que se plantea el modelo en 3-D para visualizar el emplazamiento de los diferentes materiales dentro de la sala.



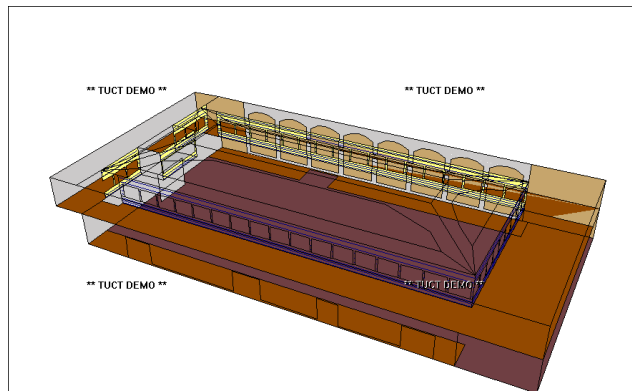
**Imagen 4-6 Modelo del 3-D de la sala en CATT Acoustic y la representación de los materiales utilizados.**



**Imagen 4-7 Modelo del 3-D de la sala en CATT Acoustic y la representación de los materiales utilizados.**



**Imagen 4-8 Modelo del 3-D de la sala en CATT Acoustic y la representación de los materiales utilizados.**



**Imagen 4-9 Modelo del 3-D de la sala en CATT Acoustic y la representación de los materiales utilizados.**

### **4.2.3 Posicionamiento de Receptores y Emisores**

Para saber la cantidad de receptores que se deben instalar dentro de un recinto se revisa la norma UNE-EN ISO 3382-1: 2009 en la parte 1: Sala de espectáculos, donde se especifica que se deben de instalar un mínimo de 6 a 10 micrófonos en diferentes posiciones. Las posiciones de los receptores se deberán repartir de manera uniforme sobre toda la zona de asientos del público. Cuando la sala esté separada en varias zonas, como palcos o zonas bajo los palcos serán necesarias más posiciones de recepción [6]

**Tabla 4-3 Número mínimo de posiciones de recepción recomendados [6]**

Número de asientos	Número de posiciones de micrófono
500	6
1000	8
2000	10

Para obtener una valoración completa de la sala, se optó por distribuir los receptores de manera uniforme por medio de todo el recinto. Tal como explica la tabla, se consideraron 8 receptores para el centro de la pista, mientras que se dividieron los otros receptores para los palcos que se encuentran en todo el recinto.

Se colocaron a una altura de 1.7 metros los cuales representan una altura promedio de una persona de pie, ya que prácticamente en la sala se encontrarán de pie las personas. Para el receptor número 12 se le proporcionó una altura de 1.2 metros ya que será el lugar donde se coloca la persona que estará encargada del sonido del recinto (Ingeniero de Audio). En la norma UNE-EN ISO 3382-1: 2009 en la parte 1: Sala de espectáculos especifica instalarlo a 1.2 metros.

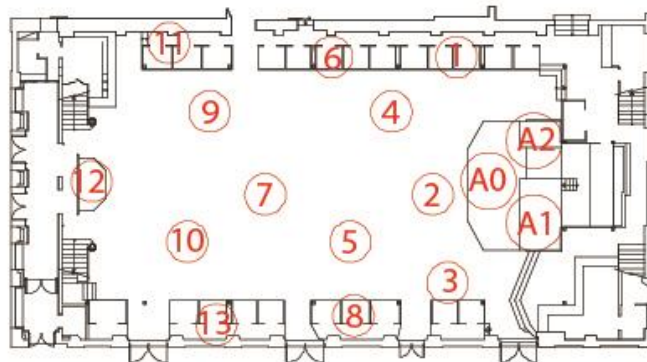
Para las fuentes de sonido se consideraron 3 fuentes omnidireccionales para el análisis del proyecto. Se posicionaron a una altura de 2.6 metros considerando que el escenario tiene una altura de 0.9 metros. Las fuentes omnidireccionales tienen las siguientes características:

**A0** ( 32.000 10.000 2.600 ) OMNI.SD0 ( 0.000 5.000 1.700 ) 0.0° 1.000  
 Lp1m\_a: 85.0 88.0 91.0 94.0 97.0 100.0 103.0 106.0 dB (125-16k Hz)

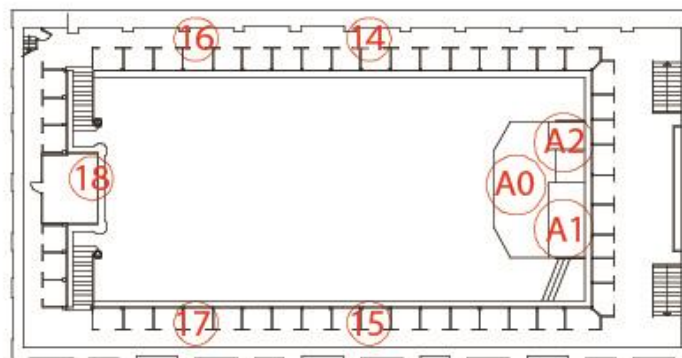
**A1** ( 33.000 8.000 2.600 ) OMNI.SD0 ( 0.000 5.000 1.700 ) 0.0° 1.000  
Lp1m\_a: 85.0 88.0 91.0 94.0 97.0 100.0 103.0 106.0 dB (125-16k Hz)

**A2** ( 33.000, 12.000 2.600 ) OMNI.SD0 ( 0.000 5.000 1.700 ) 0.0° 1.000  
Lp1m\_a: 85.0 88.0 91.0 94.0 97.0 100.0 103.0 106.0 dB (125-16k Hz)

A continuación se muestra una planta con la distribución de los receptores al igual que la distribución de las fuentes:



**Imagen 4-10 Posicionamiento de receptores y fuentes de sonido PLANTA BAJA**



**Imagen 4-11 Posicionamiento de receptores y fuentes de sonido PRIMER NIVEL**

La Norma UNE-EN ISO 3382 especifica que las posiciones de los receptores deben estar separadas por una distancia equivalente a media longitud de onda, lo que equivale a una distancia mínima de 2 metros para el rango de frecuencias habituales. Asimismo, la distancia entre cualquier posición de micrófono y la superficie reflectante más cercana (incluyendo el suelo) debe de ser

un cuarto de longitud de onda como mínimo, es decir, normalmente deberá de ser como mínimo 1 metro de distancia. [6]

Para la colocación de los mismos los receptores se colocaron a una distancia mayor a 2 metros entre ellos y una elevación mayor a 1 metro. En la imagen 4-10 y 4-11 se puso el número del receptor junto a un círculo de diámetro de 2 metros para asegurar su separación adecuada.

Las posiciones de micrófono no deben estar demasiado cerca de cualquier posición de fuente para evitar una influencia significativa del sonido directo. Esta distancia mínima en metros se calcula con la siguiente expresión: [6]

$$d_{\min} = 2\sqrt{\frac{V}{cT}} \text{ (en m)}$$

V = Volumen en m<sup>3</sup> = 5587

C = Velocidad del sonido = 343 m/s

T = Estimación del tiempo de reverberación en S = 1.5

En este caso la distancia mínima deberá ser de 1.06 metros entre la fuente y los receptores. En todos los casos se cumple el requisito.

Se adjunta una tabla donde se realizan las mediciones entre los receptores así como las distancias entre fuente y fuente.

**Tabla 4-4 Distancia entre fuentes de sonido**

Fuente	A0	A1	A2
A0	x	3.7	3.66
A1	3.7	x	4.94
A2	3.66	4.94	x

**Tabla 4-5 Distancia entre receptores y fuentes de sonido**

Receptor	A0	A1	A2
1	7.74	11.06	6.9
2	3.5	6.4	6.95
3	6.63	6.31	10.05

4	7.24	10.95	8.85
5	9.17	11.22	12.71
6	12.12	15.84	13.29
7	13.62	16.44	16.66
8	11.56	12.26	15.23
9	17.49	20.84	19.81
10	18.69	21.11	21.94
11	21.15	24.79	22.97
12	24.15	27.02	27.01
13	18.68	20.41	22.26
14	11.91	15.64	12.7
15	11.59	12.45	15.3
16	20.27	23.85	22.03
17	20.09	21.84	23.6
18	24.68	27.37	27.37

**Tabla 4-6 Distancia entre receptores del 1 al 18**

Receptor	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
1	x	8.4 2	13.6 4	5.14	12.8 8	7.58	14.3	16.8 3	15.4	19.8 1	17.5 1	23.4 3	21.7 7	/	/	/	/	/
2	x	X	5.41	5.6	5.76	10.3 1	10.1 9	8.76	14.4 6	15.1 9	18.4 6	20.7 5	15.3 1	/	/	/	/	/
3	x	X	X	10.8 8	6.4	15.3 3	12.3 1	6.04	17.9 4	16.0 1	22.2 8	22.5 7	14.2 7	/	/	/	/	/
4	x	X	X	x	8.24	4.9	9.17	12.5 4	11.0 7	14.7 7	14.1 5	18.7 2	16.6 9	/	/	/	/	/
5	x	X	X	x	x	11.2 1	5.92	4.48	11.6 7	9.92	16.3	16.1 6	9.56	/	/	/	/	/
6	x	X	X	x	x	x	9.07	15.6 8	8.14	14.2	9.94	16.4 2	17.7 1	/	/	/	/	/
7	x	X	X	x	x	x	x	9.1	5.62	5.56	10.8 5	10.5 8	8.4	/	/	/	/	/
8	x	X	X	x	x	x	x	x	15.3 2	11.0 6	19.7 5	17.8 9	8.36	/	/	/	/	/
9	x	X	X	x	x	x	x	x	x	7.79	4.82	8.3	12.8 6	/	/	/	/	/
10	x	X	X	x	x	x	x	x	x	x	12.0 6	7.14	5.3	/	/	/	/	/
11	x	X	X	x	x	x	x	x	x	x	x	9.58	17.2 5	/	/	/	/	/
12	x	X	X	x	x	x	x	x	x	x	x	x	11.5 1	/	/	/	/	/
13	x	X	X	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	/	/	/	/	/
14	x	X	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	16. 3	10	19.1 2	17.8 8
15	x	X	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	19.1 2	10	18.0 2
16	x	X	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	10	10
17	x	X	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	10.2 4

18	x	X	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
----	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---

#### 4.2.4 Condiciones de medida

A continuación se presentan los valores considerados para el modelado de la sala La Paloma:

El área se considera cerrada (Pérdida de rayos: 0.1%):

Aislamiento	
MPF	8.03 m
Volumen de Sala	5586.74 m <sup>3</sup> (Calculado de mfp)
Aire	
Humedad Relativa	0.65
Temperatura	24.0 °C
Velocidad del sonido	345.7 m/s
Densidad del aire	1.200 kg/m <sup>3</sup>
Impedancia	414.8 kg/m <sup>2</sup> s
Absorción	7.396E-05 2.599E-04 7.081E-04 1.341E-03 2.294E-03 5.234E-03 1.658E-02 5.985E-02 1/m (125-16k Hz)
Mapping	
Altura	0.500 m
Escalón	1.000 m
Puntos	970
Area	970.000 m <sup>2</sup>



# 5 ANÁLISIS ACÚSTICO DEL RECINTO

## 5.1 Introducción

La arquitectura acústica es un tema que tiene poco tiempo de desarrollo, pero en el tiempo que lleva, son muchos los involucrados en tratar de dar soluciones y ecuaciones aptas para poder definir los parámetros adecuados para un espacio. Existen diferentes parámetros para diferentes usos de los recintos. Entre los más destacados se encuentran las salas de concierto, las salas de ópera, las salas de uso múltiple así como las salas para la palabra.

Normalmente cada sala tiene un uso distinto, por esta razón los valores óptimos para cada uso cambian para una correcta distribución y escucha.

El pionero de la arquitectura acústica fue Sabine, quien fue profesor de física de la Universidad de Harvard. Desarrolló la fórmula para calcular el tiempo de reverberación, la cual es utilizada hoy en día. A base de utilizar cojines y un cronómetro, logró dar la fórmula adecuada para definir el tiempo de reverberación en base a los materiales compuestos por la sala y el nivel de absorción de los mismos.

Siendo el tiempo de reverberación un parámetro objetivo, debido a que se pueden tener resultados fijos, se abre un campo interesante en la acústica el cual son los parámetros subjetivos. Beranek realiza un estudio de múltiples salas de concierto, y en su estudio define una serie de parámetros subjetivos y genera unos valores adecuados dependiendo de cada uso de la sala. Entre los términos acústicos introducidos son: Intimidad, viveza, calidez, sonoridad del sonido directo y reverberante, definición o claridad, brillantez, difusión, equilibrio, mezcla, conjunto inmediatez de respuesta, textura calidad tonal y uniformidad.

En este capítulo se hace una recapitulación de los parámetros acústicos que se consideran en el estudio y se definen los parámetros subjetivos y objetivos

con sus valores, los cuales utilizaremos para realizar un análisis de la sala 'La Paloma'. El análisis consta de dar las cualidades de la sala y su posible uso en diferentes formas de presentación.

Se darán los valores recomendados para los diferentes tipos de uso del local, concentrándonos en los temas más importantes como Salas de Concierto, Salas de Ópera, Sala de Teatro, Sala de Palabra.

## 5.2 Análisis general de la Sala

### 5.2.1.1 Análisis de Time Trace

Se procede a realizar una representación de los rayos de sonido y su funcionamiento en la sala en referencia a diferentes puntos del mismo. Se debe

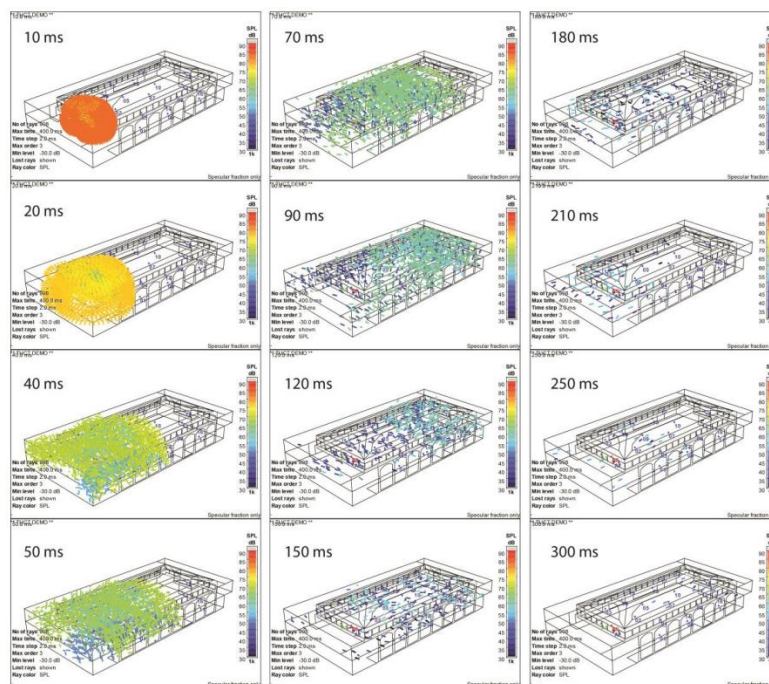
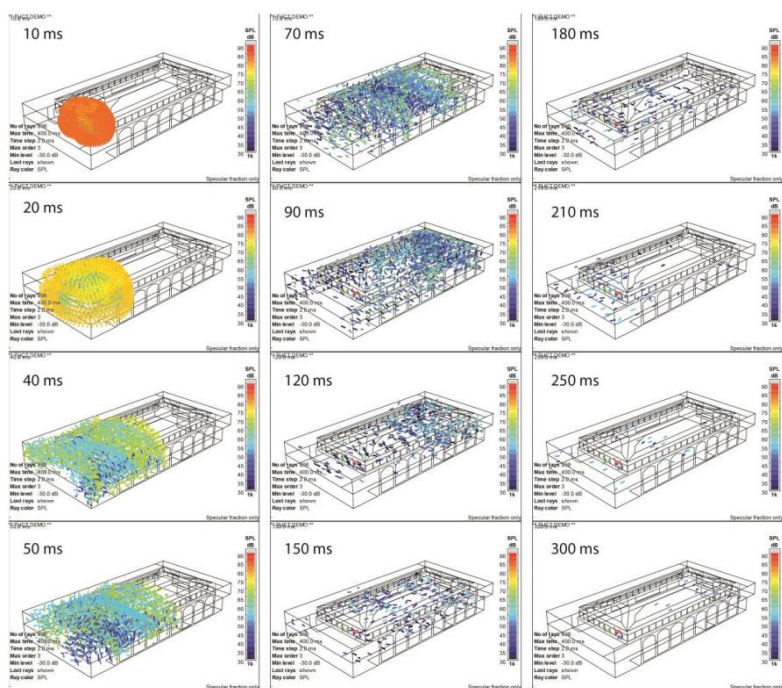


Imagen 5-1 Time trace de sala La Paloma sin ocupación en la frecuencia de 1000 Hz de 0 ms a 300 ms



**Imagen 5-2 Time trace de sala La Paloma ocupada en la frecuencia de 1000 Hz de 0 ms a 300 ms**

En las imágenes anteriores se puede ver el desplazamiento del sonido por el recinto. El programa limita las reflexiones de cada rayo a un límite de 3. Igualmente en el lapso de representación se logra ver el recorrido completo de la sala por medio de los impulsos omnidireccionales posicionado en la sala.

Sala Vacía									
Mean abs.	Frecuencia	125	250	500	1k	2k	4k	8k	16k Hz
		11.44	12.53	12.53	12.36	12.36	9.92	7.55	6.57 %
Mean scat.	Frecuencia	125	250	500	1k	2k	4k	8k	16k Hz
		11.7	11.83	11.94	11.99	11.99	12.02	12.04	12.07 %
T-Sabine	Frecuencia	125	250	500	1k	2k	4k	8k	16k Hz
		2.79	2.52	2.45	2.39	2.26	2.27	1.54	0.59 s
T-Eyring	Frecuencia	125	250	500	1k	2k	4k	8k	16k Hz

		2.63	2.36	2.3	2.25	2.13	2.19	1.52	0.59	s
Tref	Frecuencia	125	250	500	1k	2k	4k	8k	16k	Hz
		1	1	1	1	1	1	0.8	0.5	s

Sala Ocupada										
Mean abs.	Frecuencia	125	250	500	1k	2k	4k	8k	16k	Hz
		15.57	20.99	29.67	32.76	32.11	28.37	24.69	22.41	%
Mean scat.	Frecuencia	125	250	500	1k	2k	4k	8k	16k	Hz
		11.7	11.83	11.94	11.99	11.99	12.02	12.04	12.07	%
T-Sabine	Frecuencia	125	250	500	1k	2k	4k	8k	16k	Hz
		2.05	1.51	1.06	0.95	0.94	0.98	0.84	0.46	s
T-Eyring	Frecuencia	125	250	500	1k	2k	4k	8k	16k	Hz
		1.89	1.35	0.9	0.79	0.79	0.85	0.77	0.44	s
Tref	Frecuencia	125	250	500	1k	2k	4k	8k	16k	Hz
		1	1	1	1	1	1	0.8	0.5	s

## 5.2.2 Tiempo de Reverberación (RT)

### 5.2.2.1 Descripción:

Cuando se para una fuente sonora que esté radiando en un recinto determinado, un oyente, situado en la sala, seguirá oyendo el sonido durante un lapso de tiempo en el que la energía presente en ésta tarde en ser absorbida por sus superficies límites. [2]

A este fenómeno se le conoce como el tiempo de reverberación o RT, y prácticamente la forma de calcular el nivel de reverberación es midiendo el tiempo en que tarda un sonido en bajar los 60 dB después de dejarse de reproducir. Esto se representa como TR o RT, dependiendo de los autores, y cuando se tiene un tiempo de reverberación alto en el lugar, normalmente se le llama un lugar “vivo” mientras que si el lugar tiene un tiempo de reverberación bajo se le denomina “apagado” o “sordo”.

Para establecer un valor único recomendado de TR, lo que se hace es realizar una media aritmética de los valores de RT en las frecuencias de 500Hz y 1000Hz y el resultado del valor es representado por RT<sub>mid</sub>. Este parámetro es indispensable para poder calcular diferentes valoraciones subjetivas explicadas más adelante. Es el valor más representativo del tiempo de reverberación.

Normalmente depende del volumen del recinto como de la actividad prevista a realizar en el mismo. Cuando se trata de sala destinada a la palabra, conviene que los valores de RT sean bajos para obtener buena inteligibilidad.

$$RT_{mid} = \frac{RT(500\text{ Hz}) + RT(1\text{ kHz})}{2} (\text{en s})$$

**RT<sub>hi</sub>**

El valor  $RT_{hi}$  es un promedio entre el resultado del tiempo de reverberación de las frecuencias de 2kHz y 4 kHz. Este parámetro es indispensable para poder calcular diferentes valoraciones subjetivas explicadas más adelante.

### **$RT_{low}$**

El valor  $RT_{low}$  es un promedio entre el resultado del tiempo de reverberación de las frecuencias de 125Hz y 250kHz. Este parámetro es indispensable para poder calcular diferentes valoraciones subjetivas explicadas más adelante.

### **5.2.2.2 Análisis:**

A manera de análisis, hemos tomado como valoración los parámetros presentados por Beranek para diferentes tipos de salas. Abarcando los usos más comunes de diferentes tipos de música para salas de conciertos y el uso de teatro.

**Tabla 5-1 Calificación en base al  $RT_{mid}$  propuesta por Beranek**

Calificación $RT_{mid}$ Beranek	Valor Óptimo
SINFONICA	Entre 1.8 y 2s
BARROCA Y CLASICA	Entre 1.6 y 1.8s
MUSICA CAMARA	Entre 1.3 y 1.7s
OPERA	Entre 1.2 y 1.5s
TEATROS	Entre 0.7 y 1.2s

A continuación se expresan los resultados de los parámetros antes mencionados con los valores obtenidos en la sala con su ocupación mínima y su ocupación total para realizar una valoración adecuada.

**Tabla 5-2 Estudio de sala vacía para los valores de RT utilizando el promedio de 500Hz y 1000 Hz para obtener un  $RT_{mid}$ , valorando para sala de conciertos (Sinfónica, Barroca y Clásica, Música de Cámara) Sala de Ópera y sala de teatro en los diferentes receptores utilizados en la sala con numeración del 1 – 18 y su promedio respectivamente.**

Sala Vacía									
$RT^*$	500	1k	Hz	$RT_{mid}$	Calificación $RT_{mid}$ Beranek SINFONICA	Calificación $RT_{mid}$ Beranek BARROCA Y CLASICA	Calificación $RT_{mid}$ Beranek MUSICA CAMARA	Calificación $RT_{mid}$ Beranek OPERA	Calificación $RT_{mid}$ TEATROS

1	1.67	1.51	s	1.59	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	x
2	2.25	1.61	s	1.93	Bueno	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	x
3	1.42	1.36	s	1.39	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Bueno	x
4	2.17	1.63	s	1.9	Bueno	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	x
5	1.96	1.82	s	1.89	Bueno	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	x
6	1.97	1.89	s	1.93	Bueno	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	x
7	2.07	2.14	s	2.105	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	x
8	1.88	1.72	s	1.8	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado	x
9	2.26	2.06	s	2.16	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	x
10	2.39	1.92	s	2.155	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	x
11	2.21	1.86	s	2.035	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	x
12	1.87	1.77	s	1.82	Bueno	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	x
13	2.1	1.97	s	2.035	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	x
14	2.08	2.23	s	2.155	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	x
15	2.12	2.35	s	2.235	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	x
16	2.35	2.11	s	2.23	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	x
17	2.54	2.27	s	2.405	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	x
18	1.75	1.6	s	1.675	Inadecuado	Bueno	Bueno	Inadecuado	x
				1.97	Bueno	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	x

**Tabla 5-3 Estudio de sala ocupada para los valores de RT utilizando el promedio de 500Hz y 1000 Hz para obtener un RT mid, valorando para sala de conciertos (Sinfónica, Barroca y Clásica, Música de Cámara) Sala de Ópera y sala de teatro en los diferentes receptores utilizados en la sala con numeración del 1 – 18 y su promedio respectivamente.**

Sala Ocupada									
RT'	500	1k	Hz	RT mid	Calificación Rtmid Beranek SINFONICA	Calificación Rtmid Beranek BARROCA Y CLASICA	Calificación Rtmid Beranek MUSICA CAMARA	Calificación Rtmid Beranek OPERA	Calificación Rtmid TEATROS
1	0.84	0.74	s	0.79	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno
2	0.66	0.56	s	0.61	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno
3	0.61	0.58	s	0.595	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno
4	0.79	0.54	s	0.665	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno
5	0.8	0.8	S	0.8	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno
6	0.86	0.78	S	0.82	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno
7	1.11	0.94	S	1.025	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno
8	0.83	0.76	S	0.795	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno
9	0.87	0.91	S	0.89	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno
10	1.06	0.85	S	0.955	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno
11	0.92	0.8	S	0.86	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno

12	0.8	0.58	S	0.69	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno
13	0.83	0.98	S	0.905	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno
14	0.76	1	S	0.88	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno
15	0.95	1.03	S	0.99	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno
16	1.05	1.03	S	1.04	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno
17	1.1	0.92	S	1.01	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno
18	0.85	0.67	S	0.76	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno
				0.84	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno

**Tabla 5-4 Estudio de sala ocupada (por personas sentadas) para los valores de RT utilizando el promedio de 500Hz y 1000 Hz para obtener un RT mid, valorando para sala de conciertos (Sinfónica, Barroca y Clásica, Música de Cámara) Sala de Ópera y sala de teatro en los diferentes receptores utilizados en la sala con numeración del 1 – 18 y su promedio respectivamente.**

Sala Ocupada (Personas sentadas)									
RT'	500	1k	Hz	RT mid	Calificacion Rtmid Beranek SINFONICA	Calificacion Rtmid Beranek BARROCA Y CLASICA	Calificacion Rtmid Beranek MUSICA CAMARA	Calificacion Rtmid Beranek OPERA	Calificacion Rtmid TEATROS
1	0.99	0.82	S	0.91	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno
2	1.04	0.81	S	0.93	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno
3	0.74	0.73	S	0.74	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno
4	1.07	0.81	S	0.94	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno
5	0.97	1.14	S	1.06	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno
6	1.06	1.16	S	1.11	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno
7	1.15	1.36	S	1.26	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Bueno
8	1.25	0.99	S	1.12	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno
9	1.43	1.25	S	1.34	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Bueno	Bueno
10	1.41	1.21	S	1.31	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Bueno	Bueno
11	1.36	1.11	S	1.24	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Bueno
12	1.05	1	S	1.03	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno
13	1.32	1.2	S	1.26	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Bueno
14	1.18	1.28	s	1.23	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Bueno
15	1.27	1.38	s	1.33	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Bueno	Bueno
16	1.26	1.49	s	1.38	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Bueno	Bueno
17	1.4	1.47	s	1.44	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Bueno	Bueno
18	1.16	1.06	s	1.11	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno
				1.15	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno



Mapas de valores para el estudio RT (sala vacía) para las frecuencias de 500 Hz y 1000 Hz

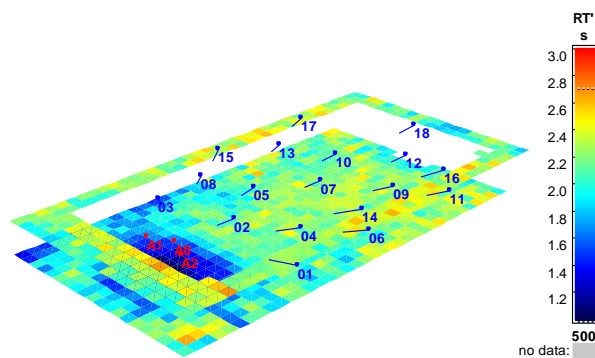


Imagen 5-3 - 500 Hz – RT (Sala vacía)

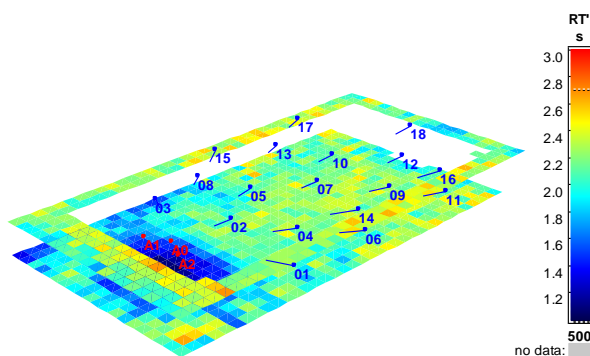


Imagen 5-4 - 1000 Hz – RT (Sala vacía)

Mapas de valores para el estudio RT (sala ocupada) para las frecuencias de 500 Hz y 1000 Hz

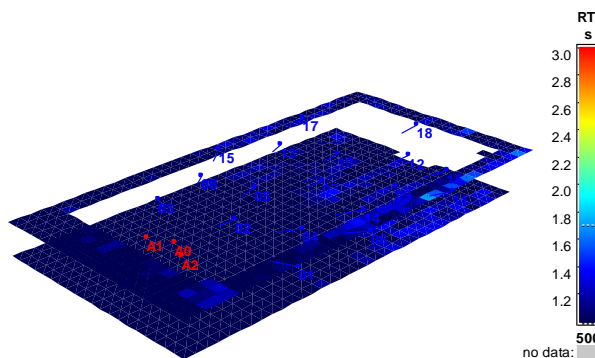
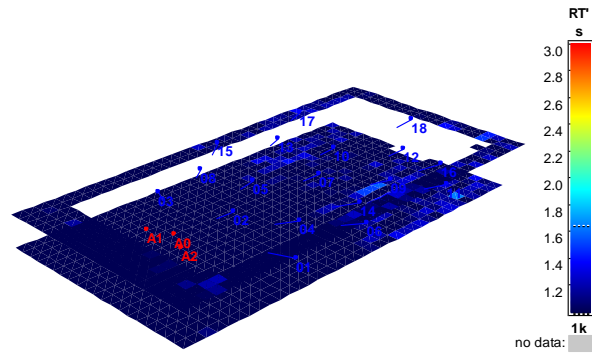
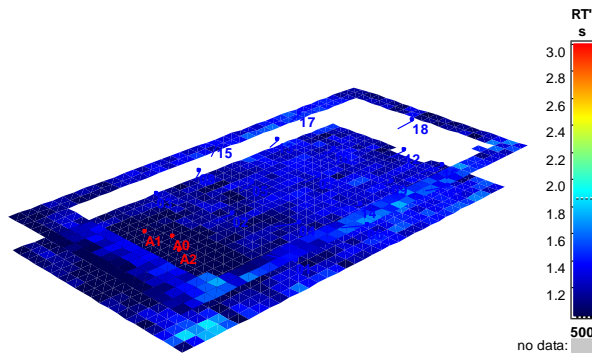


Imagen 5-5 - 500 Hz – RT (Sala ocupada)

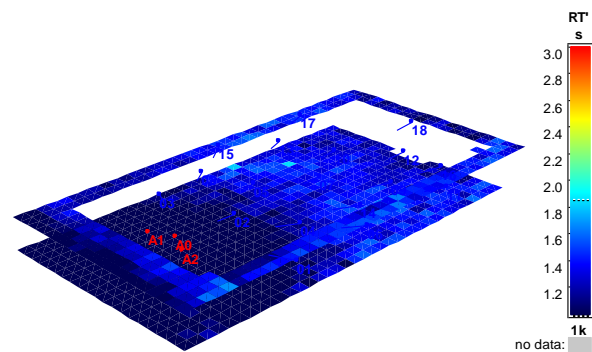


**Imagen 5-6 - 1000 Hz – RT (Sala ocupada)**

Mapas de valores para el estudio RT (sala ocupada por personas sentadas) para las frecuencias de 500 Hz y 1000 Hz



**Imagen 5-7 - 500 Hz – RT (Sala ocupada por personas sentadas)**



**Imagen 5-8 - 1000 Hz – RT (Sala ocupada por personas sentadas)**

Para salas diferentes con diferentes tipos de uso, se hace referencia a la tabla proporcionada por Carrión [Carrión] para los diferentes usos de la sala. Se

procede a realizar una comparación entre los diferentes usos para la sala con los diferentes tipos de audiencia.

**Tabla 5-5 Márgenes de valores recomendados de TRmid en función del tipo de sala [1]**

Calificación R <sub>tmid</sub> Carrión	Valor Óptimo
LOCUTORIO DE RADIO	Entre 0.2 y 0.4s
SALA DE CONFERENCIA	Entre 0.7 y 1.0s
CINE	Entre 1.0 y 1.2s
SALA POLIVALENTE	Entre 1.2 y 1.5s
TEATRO DE OPERA	Entre 1.2 y 1.5s
SALA DE CONCIERTOS MUSICA DE CÁMARA	Entre 1.3 y 1.7s
SALA DE CONCIERTOS MUSICA SINFÓNICA	Entre 1.8 y 2.0s
IGLESIA / CATEDRAL ÓRGANO Y CANTO CORAL	Entre 2.0 y 3.0s

**Tabla 5-6 Comparación de RTmid para diferentes usos de sala utilizando los valores de Sala Vacía.**

Sala Vacía												
RT '	500	1k	H z	RT mid	Locutorio de Radio según Carrión	Sala de Conferencias según Carrión	Sala de Cines según Carrión	Sala Polivalente según Carrión	Teatro de Ópera según Carrión	Sala de Conciertos (camara) según Carrión	Sala de Conciertos (sinfónica) según Carrión	Iglesia / Catedral según Carrión
1	1.6 7	1.5 1	s	1.59	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Bueno	Inadecuad o	Inadecuad o
2	2.2 5	1.6 1	s	1.93	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Bueno	Inadecuad o
3	1.4 2	1.3 6	s	1.39	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Bueno	Bueno	Bueno	Inadecuad o	Inadecuad o
4	2.1 7	1.6 3	s	1.90	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Bueno	Inadecuad o
5	1.9 6	1.8 2	s	1.89	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Bueno	Inadecuad o
6	1.9 7	1.8 9	s	1.93	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Bueno	Inadecuad o
7	2.0 7	2.1 4	s	2.11	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Bueno
8	1.8 8	1.7 2	s	1.80	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Bueno	Inadecuad o

9	2.2 6	2.0 6	s	2.16	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Bueno
10	2.3 9	1.9 2	s	2.16	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Bueno
11	2.2 1	1.8 6	s	2.04	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Bueno
12	1.8 7	1.7 7	s	1.82	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Bueno	Inadecuad o
13	2.1	1.9 7	s	2.04	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Bueno
14	2.0 8	2.2 3	s	2.16	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Bueno
15	2.1 2	2.3 5	s	2.24	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Bueno
16	2.3 5	2.1 1	s	2.23	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Bueno
17	2.5 4	2.2 7	s	2.41	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Bueno
18	1.7 5	1.6	s	1.68	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Bueno	Inadecuad o	Inadecuad o
				1.97	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Bueno	Inadecuad o

**Tabla 5-7 Comparación de RTmid para diferentes usos de sala utilizando los valores de Sala Ocupada con personas de pie.**

Sala Ocupada												
RT ,	500	1k	H z	RT mid	Locutorio de Radio según Carrión	Sala de Conferencias según Carrión	Sala de Cines según Carrión	Sala Polivalente según Carrión	Teatro de Ópera según Carrión	Sala de Conciertos (camara) según Carrión	Sala de Conciertos (sinfónica) según Carrión	Iglesia / Catedral según Carrión
1	0.8 4	0.7 4	s	0.79	Inadecuad o	Bueno	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o
2	0.6 6	0.5 6	s	0.61	Inadecuad o	Bueno	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o
3	0.6 1	0.5 8	s	0.60	Inadecuad o	Bueno	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o
4	0.7 9	0.5 4	s	0.67	Inadecuad o	Bueno	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o
5	0.8	0.8	s	0.80	Inadecuad o	Bueno	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o
6	0.8 6	0.7 8	s	0.82	Inadecuad o	Bueno	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o
7	1.1 1	0.9 4	s	1.03	Inadecuad o	Inadecuad o	Bueno	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o
8	0.8 3	0.7 6	s	0.80	Inadecuad o	Bueno	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o
9	0.8 7	0.9 1	s	0.89	Inadecuad o	Bueno	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o
10	1.0 6	0.8 5	s	0.96	Inadecuad o	Bueno	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o
11	0.9 2	0.8	s	0.86	Inadecuad o	Bueno	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o

12	0.8	0.5	s	0.69	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
13	0.8	0.9	s	0.91	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
14	0.7	1	s	0.88	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
15	0.9	1.0	s	0.99	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
16	1.0	1.0	s	1.04	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
17	1.1	0.9	s	1.01	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
18	0.8	0.6	s	0.76	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
				0.84	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado

**Tabla 5-8 Comparación de RTmid para diferentes usos de sala utilizando los valores de Sala Ocupada con personas sentadas.**

RT	500	1k	H z	RT mid	Locutorio de Radio según Carrión	Sala de Conferencias según Carrión	Sala de Cines según Carrión	Sala Polivalente según Carrión	Teatro de Ópera según Carrión	Sala de Conciertos (camara) según Carrión	Sala de Conciertos (sinfónica) según Carrión	Iglesia / Catedral según Carrión
1	0.9	0.8	s	0.91	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
2	1.0	0.8	s	0.93	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
3	0.7	0.7	s	0.74	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
4	1.0	0.8	s	0.94	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
5	0.9	1.1	s	1.06	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
6	1.0	1.1	s	1.11	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
7	1.1	1.3	s	1.26	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
8	1.2	0.9	s	1.12	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
9	1.4	1.2	s	1.34	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
10	1.4	1.2	s	1.31	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
11	1.3	1.1	s	1.24	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
12	1.0	1	s	1.03	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
13	1.3	1.2	s	1.26	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
14	1.1	1.2	s	1.23	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
15	1.2	1.3	s	1.33	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
16	1.2	1.4	s	1.38	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
17	1.4	1.4	s	1.44	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado

		7				o	o	o				o	o
18	1.1 6	1.0 6	s	1.11	Inadecuad o	Inadecuad o	Bueno	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o
				1.15	Inadecuad o	Inadecuad o	Bueno	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o	Inadecuad o

### 5.2.2.3 Resultados

De la tabla 5-2 donde analizan los tiempos de reverberación para la sala vacía, se puede comprobar que con un promedio de 1.92s es adecuada para música sinfónica, por lo que se puede deducir que la sala es adecuada para realizar un concierto de música sinfónica, solo si tiene un aforo pequeño de aproximadamente 80 personas.

Al momento que aumenta el público, como se representa en las tablas 5 – 3 y 5 – 4 se puede deducir que la sala tiene un tiempo de reverberación óptimo para utilizarse como teatro, ya sea con personas de pie o personas sentadas a su máxima capacidad. Se ve una tendencia a mejorar los parámetros de reverberación para salas de ópera cuando se tiene la sala con público sentado. Para llegar a los tiempos de reverberación óptimos para sala de ópera, lo ideal sería tener una sala con aforo medio.

La valoración que da Carrión para los diferentes tipos de salas, se puede ver comparada en la tabla 5 – 6, 5 – 7 y 5 – 8. A manera de conclusión, se puede decir que la sala vacía tiene igualmente un buen tiempo de reverberación para salas de conciertos, como se había comprobado en la tabla 5 – 3. Para las salas de público sentado se tiene un tiempo de reverberación óptimo para una sala de cine. Por lo que al momento de proyectar una película con la sala ocupada por personas sentadas, el tiempo de reverberación es excelente.

Para la sala ocupada con personas de pie, el tiempo de reverberación es óptimo para realizar conferencias, debido a que las personas de pie tienen un coeficiente de absorción mayor que las personas sentadas.

### 5.2.3 Calidez (BR) y Brillo (Br)

#### 5.2.3.1 Descripción:

Los parámetros de Calidez y Brillo se obtienen a partir del tiempo de reverberación en las diferentes frecuencias (altas y bajas) y dan una idea de la respuesta de la sala a las frecuencias analizadas.

Cuando una sala tiene buena respuesta hacia las frecuencias graves, se dice que es una sala con buena calidez acústica. Para poder medir el valor objetivamente, se utiliza un promedio de las frecuencias graves de 125 Hz y 250 Hz y el promedio de las frecuencias medias de 500 Hz y 1000 Hz. Normalmente indica la riqueza de graves, la suavidad y la melosidad de la música en la sala.

De tal forma que la ecuación es la siguiente:

$$BR = \frac{RT(125\text{ Hz}) + RT(250\text{ Hz})}{RT(500\text{ Hz}) + RT(1\text{ kHz})}$$

Por la misma parte se dice que la sala es Brillante si tiene buena respuesta a las frecuencias altas. El brillo de una sala depende fundamentalmente de la relación entre el valor medio de los T a las frecuencias altas (2000 Hz y 4000 Hz), y el valor medio de los T correspondiente a las frecuencias medias de 500 Hz y 1000 Hz. Normalmente indica que el sonido en la sala es claro y rico en armónicos. Un excesivo brillo origina un sonido artificial molesto por eso no debe ser superior a 0.87

De tal forma que la ecuación es la siguiente:

$$Br = \frac{RT(2\text{ kHz}) + RT(4\text{ kHz})}{RT(500\text{ Hz}) + RT(1\text{ kHz})}$$

### 5.2.3.2 Análisis:

Para poder analizar el valor de BR y Br, se tomaron los valores proporcionados por Higini Arau, donde especifica los siguientes parámetros:

**Tabla 5-9 Parámetros de valoración de salas para BR y Br [2]**

Parámetro	Tipo de Sala	Parámetro	Calificación
BR Calidez	Sala de Conciertos	$1.1 > BR < 1.3$	Inadecuado
		$1.1 < BR > 1.3$	Bueno
	Sala de Teatro	$0.9 > BR < 1.2$	Inadecuado
		$0.9 < BR > 1.3$	Bueno
Br Brillo	Para Sala de conciertos y Teatro	$Br < 0.80$	Inadecuado
		$Br > 0.81$	Bueno

**Tabla 5-10 Estudio de sala vacía para los valores de BR y Br valorando para sala de conciertos y sala de teatro en los diferentes receptores utilizados en la sala con numeración del 1 -18 y su promedio respectivamente.**

SALA VACÍA O POCOS ESPECTADORES													
RT'	125	250	500	1k	2k	4k	Hz	BR CALIDEZ	Sala de conciertos	Sala de Teatro	Br BRILLO	Sala de Conciertos y Sala de Teatro	
1	1.83	1.94	1.67	1.51	1.5	1.56	s	1.19	Bueno	Bueno	0.96	Bueno	
2	1.29	1.93	2.25	1.61	1.52	1.62	s	0.83	Inadecuado	Inadecuado	0.81	Bueno	
3	1.56	1.39	1.42	1.36	1.24	1.32	s	1.06	Inadecuado	Bueno	0.92	Bueno	
4	1.9	2.19	2.17	1.63	1.65	1.76	s	1.08	Inadecuado	Bueno	0.90	Bueno	
5	2.1	2.36	1.96	1.82	1.81	1.86	s	1.18	Bueno	Bueno	0.97	Bueno	
6	1.65	1.85	1.97	1.89	1.83	2.09	s	0.91	Inadecuado	Bueno	1.02	Bueno	
7	1.6	2.18	2.07	2.14	1.95	1.98	s	0.90	Inadecuado	Inadecuado	0.93	Bueno	
8	1.63	1.99	1.88	1.72	1.6	1.69	s	1.01	Inadecuado	Bueno	0.91	Bueno	
9	2.47	2.75	2.26	2.06	2.11	2.14	s	1.21	Bueno	Bueno	0.98	Bueno	
10	2.2	2.6	2.39	1.92	2.08	2.11	s	1.11	Bueno	Bueno	0.97	Bueno	
11	2.31	2.12	2.21	1.86	1.81	2.02	s	1.09	Inadecuado	Bueno	0.94	Bueno	
12	1.94	1.82	1.87	1.77	1.61	1.88	s	1.03	Inadecuado	Bueno	0.96	Bueno	
13	1.96	2.03	2.1	1.97	1.71	1.87	s	0.98	Inadecuado	Bueno	0.88	Bueno	
14	2.36	2.3	2.08	2.23	2.06	2.19	s	1.08	Inadecuado	Bueno	0.99	Bueno	
15	2.21	2.45	2.12	2.35	2.05	2.12	s	1.04	Inadecuado	Bueno	0.93	Bueno	
16	2.74	2.47	2.35	2.11	2.27	2.14	s	1.17	Bueno	Bueno	0.99	Bueno	



17	2.69	2.32	2.54	2.27	2.2	2.17	s	1.04	Inadecuado	Bueno	0.91	Bueno
18	1.8	2.14	1.75	1.6	1.88	1.81	s	1.18	Bueno	Bueno	1.10	Bueno
								1.06	Inadecuado	Bueno	0.95	Bueno

**Tabla 5-11 Estudio de sala ocupada para los valores de BR y Br valorando para sala de conciertos y sala de teatro en los diferentes receptores utilizados en la sala con numeración del 1 -18 y su promedio respectivamente.**

SALA OCUPADA												
RT <sup>a</sup>	125	250	500	1k	2k	4k	Hz	BR CALIDEZ	Sala de conciertos	Sala de Teatro	Br BRILLO	Sala de Conciertos y Sala de Teatro

1	1.21	1.16	0.84	0.74	0.66	0.66	s	1.5	Inadecuado	Inadecuado	0.84	Bueno
2	0.77	1.07	0.66	0.56	0.54	0.55	s	1.51	Inadecuado	Inadecuado	0.89	Bueno
3	0.91	0.69	0.61	0.58	0.57	0.56	s	1.34	Inadecuado	Inadecuado	0.95	Bueno
4	1.14	1.2	0.79	0.54	0.67	0.61	s	1.76	Inadecuado	Inadecuado	0.96	Bueno
5	1.53	1.44	0.8	0.8	0.75	0.77	s	1.86	Inadecuado	Inadecuado	0.95	Bueno
6	1.17	1.41	0.86	0.78	0.93	0.96	s	1.57	Inadecuado	Inadecuado	1.15	Bueno
7	1.26	1.26	1.11	0.94	0.91	0.88	s	1.23	Bueno	Bueno	0.87	Bueno
8	0.92	1.23	0.83	0.76	0.71	0.75	s	1.35	Inadecuado	Inadecuado	0.92	Bueno
9	1.81	1.72	0.87	0.91	0.93	0.87	s	1.98	Inadecuado	Inadecuado	1.01	Bueno
10	1.66	1.6	1.06	0.85	0.99	0.94	s	1.71	Inadecuado	Inadecuado	1.01	Bueno
11	1.56	1.39	0.92	0.8	0.9	0.9	s	1.72	Inadecuado	Inadecuado	1.05	Bueno
12	1.15	1.09	0.8	0.58	0.64	0.81	s	1.62	Inadecuado	Inadecuado	1.05	Bueno
13	1.26	1.36	0.83	0.98	0.9	0.9	s	1.45	Inadecuado	Inadecuado	0.99	Bueno
14	1.66	1.46	0.76	1	0.87	0.93	s	1.77	Inadecuado	Inadecuado	1.02	Bueno
15	1.62	1.33	0.95	1.03	0.89	0.8	s	1.49	Inadecuado	Inadecuado	0.85	Bueno
16	1.69	1.24	1.05	1.03	1.13	1.02	s	1.41	Inadecuado	Inadecuado	1.03	Bueno
17	1.58	1.32	1.1	0.92	0.96	1.03	s	1.44	Inadecuado	Inadecuado	0.99	Bueno
18	1.34	1.23	0.85	0.67	0.73	0.76	s	1.69	Inadecuado	Inadecuado	0.98	Bueno
								1.58	Inadecuado	Inadecuado	0.97	Bueno

**Tabla 5-12 Estudio de sala ocupada (por personas sentadas) para los valores de BR y Br valorando para sala de conciertos y sala de teatro en los diferentes receptores utilizados en la sala con numeración del 1 -18 y su promedio respectivamente.**

Sala Ocupada (Personas sentadas)												
RT <sup>a</sup>	125	250	500	1k	2k	4k	Hz	BR CALIDEZ	Sala de conciertos	Sala de Teatro	Br BRILLO	Sala de Conciertos y Sala de Teatro

1	1.15	1.09	0.99	0.82	0.92	0.96	s	1.24	Bueno	Bueno	1.04	Bueno
2	0.67	1.07	1.04	0.81	0.93	0.81	s	0.94	Inadecuado	Bueno	0.94	Bueno
3	0.86	0.73	0.74	0.73	0.77	0.72	s	1.08	Inadecuado	Bueno	1.01	Bueno
4	0.86	1.15	1.07	0.81	0.95	0.87	s	1.07	Inadecuado	Bueno	0.97	Bueno
5	1.01	1.19	0.97	1.14	1.02	0.99	s	1.04	Inadecuado	Bueno	0.95	Bueno
6	1.04	1.14	1.06	1.16	1.11	1.15	s	0.98	Inadecuado	Bueno	1.02	Bueno
7	1.15	1.35	1.15	1.36	1.22	1.22	s	1.00	Inadecuado	Bueno	0.97	Bueno
8	0.96	1.17	1.25	0.99	1.09	1	s	0.95	Inadecuado	Bueno	0.93	Bueno
9	1.24	1.49	1.43	1.25	1.3	1.2	s	1.02	Inadecuado	Bueno	0.93	Bueno
10	1.42	1.53	1.41	1.21	1.24	1.22	s	1.13	Bueno	Bueno	0.94	Bueno
11	1.47	1.44	1.36	1.11	1.27	1.32	s	1.18	Bueno	Bueno	1.05	Bueno
12	1.02	1.12	1.05	1	0.97	1	s	1.04	Inadecuado	Bueno	0.96	Bueno
13	1.11	1.21	1.32	1.2	1.25	1.17	s	0.92	Inadecuado	Bueno	0.96	Bueno
14	1.59	1.53	1.18	1.28	1.33	1.32	s	1.27	Bueno	Bueno	1.08	Bueno
15	1.68	1.38	1.27	1.38	1.25	1.24	s	1.15	Bueno	Bueno	0.94	Bueno
16	1.83	1.57	1.26	1.49	1.37	1.33	s	1.24	Bueno	Bueno	0.98	Bueno
17	1.46	1.31	1.4	1.47	1.32	1.4	s	0.97	Inadecuado	Bueno	0.95	Bueno
18	1.05	1.07	1.16	1.06	1.19	1.02	s	0.95	Inadecuado	Bueno	1.00	Bueno
								1.06	Inadecuado	Bueno	0.98	Bueno

### 5.2.3.3 Resultados

Para el parámetro de BR (Calidez), relacionado con las frecuencias bajas, se puede concluir después analizar las 3 muestras, que la sala no tiene la calidez adecuada para utilizarse como sala de Conciertos, aunque se muestra una tendencia a aumentar cuando el número de personas disminuye, lo cual explica que es relacionado con el coeficiente de absorción de las personas.

Para teatros los parámetros son más explícitos, dándonos los resultados adecuados para la calidez de la sala cuando está vacía o con muy poco público. Nos da excelentes resultados al igual cuando la sala está ocupada pero con las personas sentadas, y dándonos unos parámetros negativos cuando las personas se encuentran de pie.

Para el parámetro de Br (Brillo), relacionado con las frecuencias altas, se puede concluir que en las 3 muestras analizadas, la sala resulta brillante en todos modos de ocupación para teatros y sala de conciertos. Se manifiesta una uniformidad en el brillo ya que los tres valores en promedio son de 0.98 para la

sala ocupada por personas sentadas, mientras que 0.97 para la sala ocupada con personas de pie y de 0.95 para la sala vacía.

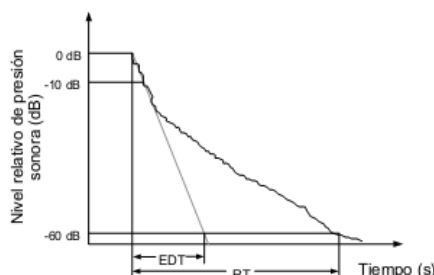
## 5.2.4 Early Decay Time (EDT)

### 5.2.4.1 Descripción

El EDT es seis veces el tiempo que transcurre desde que el foco emisor deja de radiar hasta que el nivel de presión sonora cae 10 dB y varía en función de la frecuencia, igual que el RT. [1]

El EDT está más relacionado con la impresión subjetiva de la reverberación de un recinto que el TR. Esto significa que una sala con unos EDT sustancialmente menores que los T sonará, desde un punto de vista subjetivo, más apagada para música, pero más inteligible para la voz. [2]

A modo de comparación el TR mide la reverberación real (objetiva) mientras que el EDT mide la reverberación percibida (subjetiva)



**Ilustración 5-1 Early Decay Time EDT**

La difusión uniforme se caracteriza por una geometría regular y una distribución homogénea de los materiales absorbentes. Si la sala tuviera una difusión uniforme, el  $RT_{mid}$  y el EDT serían prácticamente el mismo valor. Como en el caso de cualquier sala, normalmente no es homogénea y el valor del EDT es inferior al valor de  $RT_{mid}$ , por lo que la diferencia entre los dos valores permite dar unos parámetros para definir si el espacio es adecuado para cierto tipo de uso.

Este parámetro es importante debido a su simplicidad en las medidas, la correlación con aspectos subjetivos y posibilidad de comparar los valores obtenidos en modelos a escala con valores obtenidos en salas reales.

En los palcos normalmente se detecta una primera caída más rápida de energía correspondiente al ritmo de disminución propio de dicho espacio, seguida de una disminución más lenta asociada al resto de la sala. Este efecto hace notar que el valor de EDT en los palcos es apreciablemente inferior al valor de RT. [1]

La impresión subjetiva de viveza está más relacionada con el EDT que con el RT, lo cual significa que todos los puntos de una sala con un EDT significativamente menor que el RT, la sala resultará más apagada.

#### 5.2.4.2 Análisis

Para el estudio de EDT, se tomaron en cuenta los valores proporcionados por CATT Acoustic, y se realizó una comparación entre diferentes autores y sus valoraciones, utilizando el RTmid obtenido con el mismo programa en los distintos puntos de análisis.

Para la comparación del EDT se utilizó la sala ocupada y la sala vacía. Se consideraron los siguientes parámetros. [2]

**Tabla 5-13 Tabla de parámetros EDT [2]**

Tipo de uso	Parámetros de EDTmid	Calificación según Arau
Sala de Teatro	$0.6 \cdot \text{Rtmid} < \text{EDTmid} < 0.75 \cdot \text{Rtmid}$	Bueno
	$0.6 \cdot \text{Rtmid} > \text{EDTmid} < 0.75 \cdot \text{Rtmid}$	Inadecuado
Sala de Ópera	$0.75 \cdot \text{Rtmid} < \text{EDTmid} < \text{Rtmid}$	Bueno
	$0.75 \cdot \text{Rtmid} > \text{EDTmid} < \text{Rtmid}$	Inadecuado
Sala de Conciertos	$0.9 \cdot \text{Rtmid} < \text{EDTmid} < \text{Rtmid}$	Bueno
	$0.9 \cdot \text{Rtmid} > \text{EDTmid} < \text{Rtmid}$	Inadecuado

**Tabla 5-14 Estudio de sala vacía para los valores de EDT utilizando el promedio de 500Hz y 1000 Hz para obtener un EDT mid al igual que el valor RT, valorando para sala de conciertos, sala de teatro y sala de ópera conciertos en los diferentes receptores utilizados en la sala con numeración del 1 – 18 y su promedio respectivamente**

Sala Vacía							
EDT	500	1k	EDT mid	Tmid	Calificación Arau Teatro	Calificación Arau Opera	Calificación Arau Concierto

1	2.43	2.13	2.28	1.59	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
2	2.69	2.14	2.415	1.93	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
3	2.09	2.16	2.125	1.39	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
4	2.56	2.32	2.44	1.9	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
5	2.18	1.93	2.055	1.89	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
6	2.29	2.15	2.22	1.93	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
7	2.03	2.08	2.055	2.105	Inadecuado	Bueno	Bueno
8	2.29	2.51	2.4	1.8	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
9	2.25	2.21	2.23	2.16	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
10	2.18	1.97	2.075	2.155	Inadecuado	Bueno	Bueno
11	2.14	2.17	2.155	2.035	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
12	2	2.09	2.045	1.82	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
13	2.35	2.41	2.38	2.035	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
14	2.17	2.22	2.195	2.155	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
15	2.36	2.32	2.34	2.235	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
16	2.41	2.24	2.325	2.23	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
17	2.65	2.25	2.45	2.405	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
18	1.76	1.76	1.76	1.675	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
			2.22	1.97	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado

**Tabla 5-15 Estudio de sala ocupada (público de pie) para los valores de EDT utilizando el promedio de 500Hz y 1000 Hz para obtener un EDTmid al igual que el valor RT, valorando para sala de conciertos, sala de teatro y sala de ópera conciertos en los diferentes receptores utilizados en la sala con numeración del 1 – 18 y sus promedios respectivamente.**

Sala Ocupada							
EDT	500	1k	EDT mid	Tmid	Calificación Arau Teatro	Calificación Arau Opera	Calificación Arau Concierto
1	1.12	1.01	1.065	0.79	Inadecuada	Inadecuado	Inadecuado
2	0.81	0.65	0.73	0.61	Inadecuada	Inadecuado	Inadecuado
3	0.91	0.71	0.81	0.595	Inadecuada	Inadecuado	Inadecuado
4	0.9	0.66	0.78	0.665	Inadecuada	Inadecuado	Inadecuado
5	0.94	0.85	0.895	0.8	Inadecuada	Inadecuado	Inadecuado
6	1.03	1	1.015	0.82	Inadecuada	Inadecuado	Inadecuado
7	0.94	0.9	0.92	1.025	Inadecuada	Bueno	Inadecuado
8	1.27	1.11	1.19	0.795	Inadecuada	Inadecuado	Inadecuado
9	0.7	0.76	0.73	0.89	Inadecuada	Bueno	Inadecuado
10	0.98	0.79	0.885	0.955	Inadecuada	Bueno	Bueno

11	0.78	0.64	0.71	0.86	Inadecuada	Bueno	Inadecuado
12	0.8	0.64	0.72	0.69	Inadecuada	Inadecuado	Inadecuado
13	0.75	0.85	0.8	0.905	Inadecuada	Bueno	Inadecuado
14	0.88	0.95	0.915	0.88	Inadecuada	Inadecuado	Inadecuado
15	1.19	0.98	1.085	0.99	Inadecuada	Inadecuado	Inadecuado
16	0.9	0.82	0.86	1.04	Inadecuada	Bueno	Inadecuado
17	1.03	0.77	0.9	1.01	Inadecuada	Bueno	Inadecuado
18	0.73	0.6	0.665	0.76	Inadecuada	Bueno	Inadecuado
			0.87	0.84	Inadecuada	Inadecuado	Inadecuado

**Tabla 5-16 Estudio de sala ocupada (por personas sentadas) para los valores de EDT utilizando el promedio de 500Hz y 1000 Hz para obtener un EDT mid al igual que el valor RT, valorando para sala de conciertos, sala de teatro y sala de ópera conciertos en los diferentes receptores utilizados en la sala con numeración del 1 – 18 y su promedio respectivamente.**

Sala Ocupada (Personas sentadas)								
EDT	500	1k	Hz	EDT mid	Tmid	Calificación Arau Teatro	Calificación Arau Opera	Calificación Arau Concierto
1	1.34	1.22	s	1.28	0.91	Inadecuada	Inadecuado	Inadecuado
2	1.27	0.99	s	1.13	0.93	Inadecuada	Inadecuado	Inadecuado
3	0.88	1.1	s	0.99	0.74	Inadecuada	Inadecuado	Inadecuado
4	1.34	1.2	s	1.27	0.94	Inadecuada	Inadecuado	Inadecuado
5	1.02	1.22	s	1.12	1.06	Inadecuada	Inadecuado	Inadecuado
6	1.31	1.32	s	1.32	1.11	Inadecuada	Inadecuado	Inadecuado
7	1.16	1.3	s	1.23	1.26	Inadecuada	Bueno	Bueno
8	1.49	1.34	s	1.42	1.12	Inadecuada	Inadecuado	Inadecuado
9	1.55	1.16	s	1.36	1.34	Inadecuada	Inadecuado	Inadecuado
10	1.37	1.24	s	1.31	1.31	Inadecuada	Bueno	Bueno
11	1.42	1.25	s	1.34	1.24	Inadecuada	Inadecuado	Inadecuado
12	0.82	1	s	0.91	1.03	Inadecuada	Bueno	Inadecuado
13	0.88	1.34	s	1.11	1.26	Inadecuada	Bueno	Inadecuado
14	1.14	1.3	s	1.22	1.23	Inadecuada	Bueno	Bueno
15	1.58	1.39	s	1.49	1.33	Inadecuada	Inadecuado	Inadecuado
16	1.26	1.61	s	1.44	1.38	Inadecuada	Inadecuado	Inadecuado
17	1.33	1.36	s	1.35	1.44	Inadecuada	Bueno	Bueno
18	1.23	1.08	s	1.16	1.11	Inadecuada	Inadecuado	Inadecuado
				1.24	1.15	Inadecuada	Inadecuado	Inadecuado

Mapas de valores para el estudio EDT (sala vacía) para las frecuencias de 500 Hz y 1000 Hz y su respectivo valor de RT.

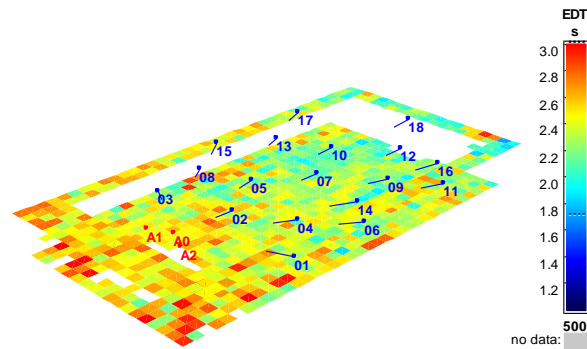


Imagen 5-9 - 500 Hz – EDT (Sala vacía)

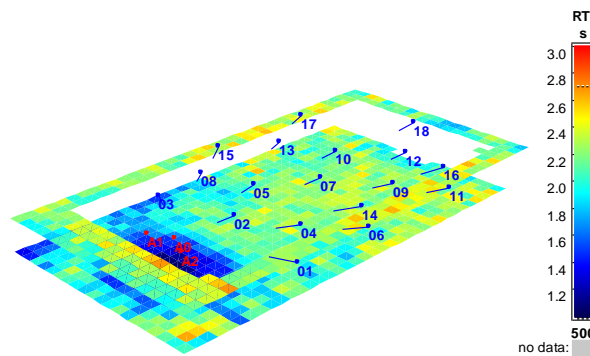


Imagen 5-10 - 500 Hz – RT (Sala vacía)

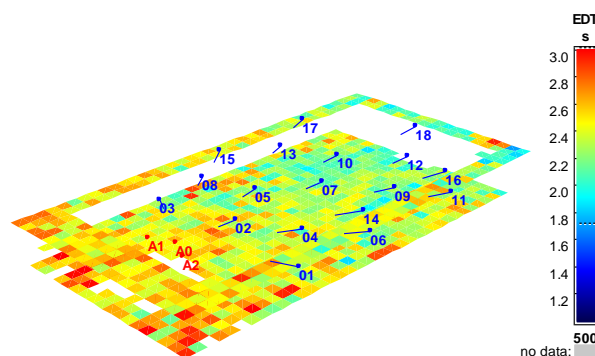
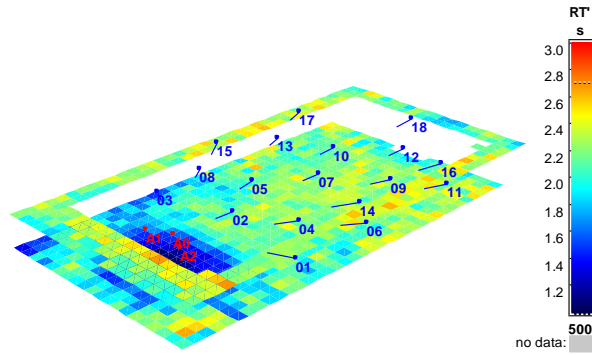


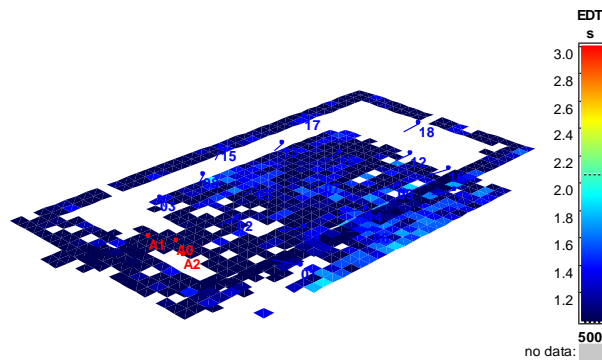
Imagen 5-11 - 1000 Hz – EDT (Sala vacía)



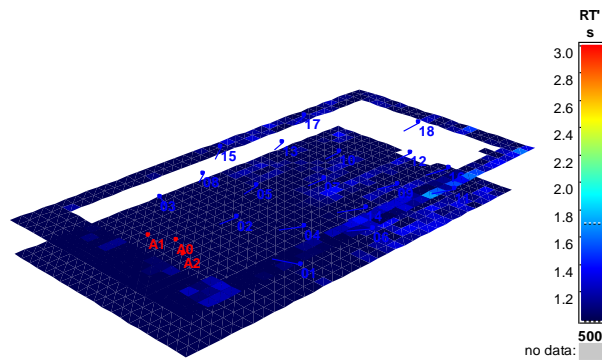


**Imagen 5-12 - 1000 Hz – RT (Sala vacía)**

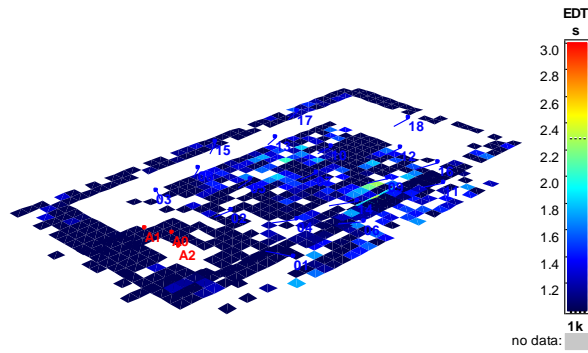
Mapas de valores para el estudio EDT (sala ocupada) para las frecuencias de 500 Hz y 1000 Hz y su respectivo valor de RT.



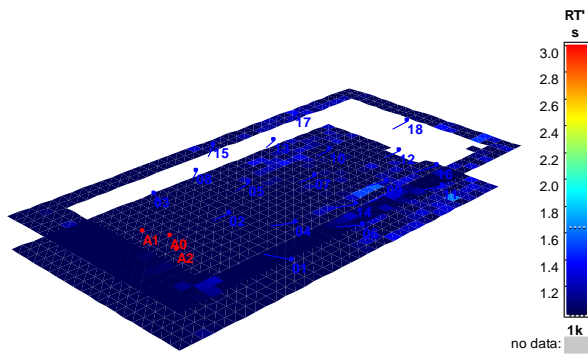
**Imagen 5-13 - 500 Hz – EDT (Sala ocupada)**



**Imagen 5-14 - 500 Hz – RT (Sala ocupada)**

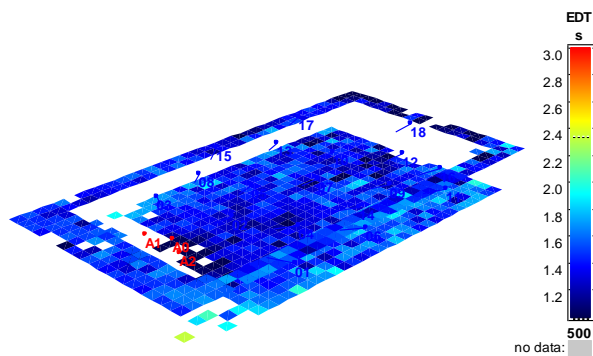


**Imagen 5-15 -1000 Hz – EDT (Sala ocupada)**



**Imagen 5-16 - 1000 Hz – RT (Sala ocupada)**

Mapas de valores para el estudio EDT (sala ocupada) para las frecuencias de 500 Hz y 1000 Hz y su respectivo valor de RT.



**Imagen 5-17 - 500 Hz – EDT (Sala ocupada por personas sentadas)**

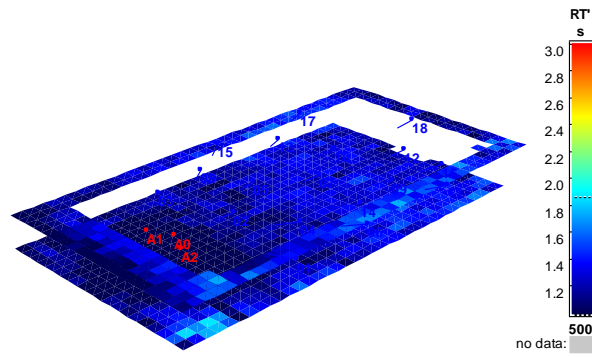


Imagen 5-18 - 500 Hz – RT (Sala ocupada por personas sentadas)

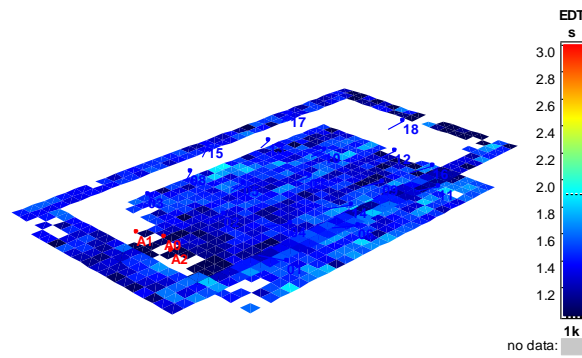


Imagen 5-19 - 1000 Hz – EDT (Sala ocupada por personas sentadas)

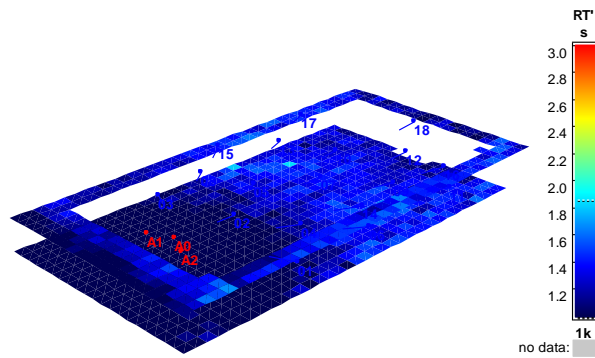


Imagen 5-20 - 1000 Hz – RT (Sala ocupada por personas sentadas)

El EDT está más relacionado con la impresión subjetiva de viveza que el RT, utilizando tradicionalmente. Esto significa que, en todos aquellos puntos de una sala con un EDT significativamente menor que el RT, la sala resultará, desde un punto de vista subjetivo, mas apagada de lo que se deduciría del valor de RT. [1]

De esta forma, se realiza un estudio tomando los datos de EDT<sub>mid</sub> y RT<sub>mid</sub> en la sala ocupada por personas sentadas y personas paradas, para realizar una comparación sobre si la sala se percibe más apagada o más viva. Si el EDT<sub>mid</sub>, es mayor al RT<sub>mid</sub>, se considera una sala viva, mientras que al contrario si el EDT<sub>mid</sub> es menor al RT<sub>mid</sub>, se considera una sala apagada.

**Tabla 5-17 Relación del EDT y RT de una sala ocupada (personas de pie) para valorar una sala entre viva o apagada.**

Sala Ocupada (Personas de pie)					
EDT	500	1k	EDT mid	Tmid	Calificación EDT Carrion
1	1.12	1.01	1.065	0.79	Vivo
2	0.81	0.65	0.73	0.61	Vivo
3	0.91	0.71	0.81	0.595	Vivo
4	0.9	0.66	0.78	0.665	Vivo
5	0.94	0.85	0.895	0.8	Vivo
6	1.03	1	1.015	0.82	Vivo
7	0.94	0.9	0.92	1.025	Apagado
8	1.27	1.11	1.19	0.795	Vivo
9	0.7	0.76	0.73	0.89	Apagado
10	0.98	0.79	0.885	0.955	Apagado
11	0.78	0.64	0.71	0.86	Apagado
12	0.8	0.64	0.72	0.69	Vivo
13	0.75	0.85	0.8	0.905	Apagado
14	0.88	0.95	0.915	0.88	Vivo
15	1.19	0.98	1.085	0.99	Vivo
16	0.9	0.82	0.86	1.04	Apagado
17	1.03	0.77	0.9	1.01	Apagado
18	0.73	0.6	0.665	0.76	Apagado
			0.87	0.84	Vivo

**Tabla 5-18 Relación del EDT y RT de una sala ocupada (personas sentadas) para valorar una sala entre viva o apagada.**

Sala Ocupada (Personas sentadas)						
EDT	500	1k	Hz	EDT mid	Tmid	Calificación EDT Carrión
1	1.34	1.22	s	1.28	0.91	Vivo
2	1.27	0.99	s	1.13	0.93	Vivo
3	0.88	1.1	s	0.99	0.74	Vivo
4	1.34	1.2	s	1.27	0.94	Vivo
5	1.02	1.22	s	1.12	1.06	Vivo
6	1.31	1.32	s	1.32	1.11	Vivo
7	1.16	1.3	s	1.23	1.26	Apagado
8	1.49	1.34	s	1.42	1.12	Vivo
9	1.55	1.16	s	1.36	1.34	Vivo
10	1.37	1.24	s	1.31	1.31	Apagado
11	1.42	1.25	s	1.34	1.24	Vivo
12	0.82	1	s	0.91	1.03	Apagado
13	0.88	1.34	s	1.11	1.26	Apagado
14	1.14	1.3	s	1.22	1.23	Apagado
15	1.58	1.39	s	1.49	1.33	Vivo
16	1.26	1.61	s	1.44	1.38	Vivo
17	1.33	1.36	s	1.35	1.44	Apagado
18	1.23	1.08	s	1.16	1.11	Vivo
				1.24	1.15	Vivo

### 5.2.4.3 Resultados

Después de revisar y analizar los parámetros proporcionados por Higini Arau obtenidos en la sala con diferente tipo de ocupación, se demuestra que la sala no cumple con el EDT adecuado para la utilización de Sala de conciertos, Sala de Ópera y Sala de Teatros.

Se percibe una tendencia a mejorar el EDT al momento que la sala tiene aforo ocupado, y mientras que el EDT es más aceptable para ópera en los casos de aforo sentado y aforo parado, se refleja en las gráficas una tendencia a mejorar el EDT al momento de tener a las personas sentadas.

En el análisis realizado siguiendo los parámetros de Carrión, la sala da un resultado vivo para el caso de la sala ocupada con aforo sentado y aforo parado. Se ve una tendencia de ser menos viva la sala al momento de tener al público de pie, ya que la diferencia se reduce de un 1.24 -1.15 (.09) en sala con público sentado, a un 0.87 – 0.84 (0.03) con un aforo de pie.

Esto da la conclusión de que mientras más absorción exista del público, como es el caso de la sala ocupada con espectadores de pie, tiende a emparejarse los valores de RTmid y EDTmid.

En referencia al apunte realizado en la descripción del parámetro de EDT donde Carrión especifica que:

“En los palcos normalmente se detecta una primera caída más rápida de energía correspondiente al ritmo de disminución propio de dicho espacio, seguida de una disminución más lenta asociada al resto de la sala, por lo que el efecto hace notar que el valor de EDT en los palcos es apreciablemente inferior al valor de RT.”[1]

Se procede a realizar una comparación de los valores de los receptores posicionados en los palcos para comprobar la afirmación:

**Tabla 5-19 Resumen de receptores posicionados en palco.**

Sala Ocupada (Personas de pié) ZONA PALCO					
EDT	500	1k	EDT mid	Tmid	Calificación EDT Carrión
1	1.12	1.01	1.065	0.79	Vivo
3	0.91	0.71	0.81	0.595	Vivo
6	1.03	1	1.015	0.82	Vivo
8	1.27	1.11	1.19	0.795	Vivo
11	0.78	0.64	0.71	0.86	Apagado
13	0.75	0.85	0.8	0.905	Apagado
14	0.88	0.95	0.915	0.88	Vivo
15	1.19	0.98	1.085	0.99	Vivo
16	0.9	0.82	0.86	1.04	Apagado
17	1.03	0.77	0.9	1.01	Apagado

18	0.73	0.6	0.665	0.76	Apagado
			0.91	0.84	Vivo

Se puede comprobar que en la sala ocupada con espectadores de pie, de los receptores analizados que se posicionan en zona de palcos planta alta (14, 15, 16, 17 y 18) y planta baja (1, 3, 6, 8, 11, 13) existe una tendencia a no cumplir con lo dicho, ya que de 11 receptores analizados, 6 no cumplen con la teoría. Algo interesante es que se llega a la conclusión de que en los palcos más retirados, los cuales son el caso del palco (11, 13, 16, 17 y 18) se cumple lo dicho por Carrión en todos los caso. Nos hace pensar que este efecto está relacionado con la distancia del receptor y la fuente emisora.

## 5.2.5 Sonorización (G)

### 5.2.5.1 Descripción:

La sonoridad G se corresponde con el grado de amplificación producido por la sala. Depende de la distancia del oyente al escenario, de la energía asociada a las primeras reflexiones, de la superficie ocupada por el público y del nivel de campo reverberante. [1]

Lehmann define la sonoridad G (Strenght Factor) como la diferencia entre el nivel total de presión sonora  $L_p$  producido por una fuente omnidireccional en un determinado punto de la sala y el nivel de presión sonora producida por la misma fuente situada en campo libre y medido a una distancia de 10 m el cual se llama nivel de referencia.

$$G \text{ (dB)} = 10 \log \frac{\int_0^{\infty} p^2(t) dt}{\int_0^{\infty} p_A^2(t) dt}$$

Ambos niveles se miden por banas de frecuencias de octavas y aplicando la misma potencia a la fuente sonora. El nivel de referencia en cada banda de frecuencias es de 69 dB SPL. [1]

Normalmente sirve para reflejar el grado de amplificación producido por la sala. Además como la sonoridad está relacionada con la difusión del sonido, el parámetro refleja también la espaciosidad de la sala.

Beranek realiza unas recomendaciones para el valor de G, donde especifica que la sala al momento de encontrarse vacía y tomando en cuenta la media de las octavas de 500 Hz y 1000 Hz debe situarse entre 4 y 5.5 dB.

Los principales factores que influyen en el parámetro G son:



- La distancia del receptor a la fuente, ya que disminuye el parámetro cuando aumentas la distancia
- El área ocupada por el público afectará a disminuir el factor cuando aumenta su coeficiente de absorción o se genera más aforo.
- El nivel del sonido reverberante hará que aumente más el factor G debido a la contribución energética de la reverberación, decreciendo la inteligibilidad.

### 5.2.5.2 Análisis

En el análisis se trató de llegar a más precisión, por lo que se analizaron tres valores diferentes para la Sonoridad. Se realizó el promedio de las octavas de 125 y 250, las medias de 500 y 1000 Hz y las frecuencias altas de 2000 Hz y 4000 Hz. Para las frecuencias bajas se caracteriza la sensación corporal mientras que para las frecuencias altas se da un porcentaje de nitidez del sonido.

**Tabla 5-20 Estudio de sala vacía para los valores de G utilizando el rango 125 Hz y 250 Hz, el de las frecuencias medias de 500Hz y 1000 Hz, y las frecuencias altas de 2000 Hz y 4000 Hz en los diferentes receptores utilizados en la sala con numeración del 1 -18 y su promedio respectivamente.**

Sala Vacía													
G	125	250	500	1k	2k	4k	Hz	Sonoridad (G) 125hz - 250hz		Sonoridad (G) 500hz - 1khz		Sonoridad (G) 2khz - 4khz	

1	9.3	9.77	8.53	8.45	9	8.43	dB	9.54	Inadecuado	8.49	Inadecuado	8.72	Inadecuado
2	12.54	13.24	12.48	12.88	12.03	11.91	dB	12.89	Inadecuado	12.68	Inadecuado	11.97	Inadecuado
3	9.51	10.52	9.64	8.69	8.84	9.48	dB	10.02	Inadecuado	9.17	Inadecuado	9.16	Inadecuado
4	10.25	10.76	11.7	10.93	10.59	10.57	dB	10.51	Inadecuado	11.32	Inadecuado	10.58	Inadecuado
5	10.28	10.31	11.74	10.74	10.38	10.67	dB	10.30	Inadecuado	11.24	Inadecuado	10.53	Inadecuado
6	7.06	6.99	7.72	7.25	6.42	7.16	dB	7.03	Aceptable	7.49	Aceptable	6.79	Aceptable
7	11.68	11.56	11.31	10.52	10.41	11.15	dB	11.62	Inadecuado	10.92	Inadecuado	10.78	Inadecuado
8	7.27	7.01	8.29	7.59	7.66	7.01	dB	7.14	Aceptable	7.94	Aceptable	7.34	Aceptable
9	9.52	10.68	11.23	9.35	9.03	9.15	dB	10.10	Inadecuado	10.29	Inadecuado	9.09	Inadecuado
10	8.45	9.63	10.92	9.99	9.84	9.32	dB	9.04	Inadecuado	10.46	Inadecuado	9.58	Inadecuado
11	5.76	7.9	7.36	6.54	6.62	6.1	dB	6.83	Aceptable	6.95	Aceptable	6.36	Aceptable
12	10.78	12.96	10.95	10.36	10.09	10.62	dB	11.87	Inadecuado	10.66	Inadecuado	10.36	Inadecuado

13	5.54	6.51	6.81	6.31	5.82	5.89	dB	6.03	Aceptable	6.56	Aceptable	5.86	Bueno
14	8.94	8.97	8.87	8.58	7.88	8.23	dB	8.96	Inadecuado	8.73	Inadecuado	8.06	Inadecuado
15	8.05	9.91	9.23	10.54	8.77	9.58	dB	8.98	Inadecuado	9.89	Inadecuado	9.18	Inadecuado
16	5.96	6.9	8.12	7.58	7.09	7.73	dB	6.43	Aceptable	7.85	Aceptable	7.41	Aceptable
17	7.37	9.68	9.06	8.52	8.39	8.51	dB	8.53	Inadecuado	8.79	Inadecuado	8.45	Inadecuado
18	8.89	10.26	9.91	8.55	8.72	8.81	dB	9.58	Inadecuado	9.23	Inadecuado	8.77	Inadecuado
								9.19	Inadecuado	9.37	Inadecuado	8.83	Inadecuado

**Tabla 5-21 Estudio de sala ocupada (con público de pie) para los valores de G utilizando el rango 125 Hz y 250 Hz, el de las frecuencias medias de 500Hz y 1000 Hz, y las frecuencias altas de 2000 Hz y 4000 Hz en los diferentes receptores utilizados en la sala con numeración del 1 – 18 y su promedio respectivamente.**

Sala Ocupada													
G	125	250	500	1k	2k	4k	Hz	Sonoridad (G) 125hz - 250hz		Sonoridad (G) 500hz - 1khz		Sonoridad (G) 2khz - 4khz	
1	7.44	8.06	4.84	4.17	3.98	4.78	dB	7.75	Aceptable	4.51	Bueno	4.38	Bueno
2	9.81	11.62	8.34	8.24	6.91	7.33	dB	10.72	Inadecuado	8.29	Inadecuado	7.12	Aceptable
3	7.54	7.6	5.28	5.39	5.16	5.76	dB	7.57	Aceptable	5.34	Bueno	5.46	Bueno
4	8.58	8.58	5.84	5.34	5.32	6.13	dB	8.58	Inadecuado	5.59	Bueno	5.73	Bueno
5	8.11	7.43	6.72	4.22	4.78	5.55	dB	7.77	Aceptable	5.47	Bueno	5.17	Bueno
6	5.58	3.85	2.8	1.15	1.36	2.75	dB	4.72	Bueno	1.98	Excelente	2.06	Excelente
7	9.28	7.34	4.01	2.9	2.98	4.1	dB	8.31	Inadecuado	3.46	Excelente	3.54	Excelente
8	4.79	3.78	4.81	4.12	3.07	4.11	dB	4.29	Bueno	4.47	Bueno	3.59	Excelente
9	7.45	6.72	3.6	2.86	2.78	2.41	dB	7.09	Aceptable	3.23	Excelente	2.60	Excelente
10	7.11	7.04	4.87	2.54	1.78	2.68	dB	7.08	Aceptable	3.71	Excelente	2.23	Excelente
11	4.72	3.64	2.24	1.19	1.01	0.65	dB	4.18	Bueno	1.72	Excelente	0.83	Excelente
12	8.76	9.71	4.3	2.66	2.19	2.54	dB	9.24	Inadecuado	3.48	Excelente	2.37	Excelente
13	4.5	5.54	1.51	2.02	1.92	1.84	dB	5.02	Bueno	1.77	Excelente	1.88	Excelente
14	6.19	6.62	3.2	2.24	2.52	3.24	dB	6.41	Aceptable	2.72	Excelente	2.88	Excelente
15	6.53	6.95	3.91	4.03	3.45	4.24	dB	6.74	Aceptable	3.97	Excelente	3.85	Excelente
16	5.12	4.6	2.1	0.19	1.16	1.29	dB	4.86	Bueno	1.15	Excelente	1.23	Excelente
17	5.41	5.41	3.37	0.96	1.43	1.87	dB	5.41	Bueno	2.17	Excelente	1.65	Excelente
18	5.89	6.5	2.56	1.61	0.21	0.27	dB	6.20	Aceptable	2.09	Excelente	0.24	Excelente
								6.77	Aceptable	3.61	Excelente	3.15	Excelente

**Tabla 5-22 Estudio de sala ocupada (con público sentado) para los valores de G utilizando el rango 125 Hz y 250 Hz, el de las frecuencias medias de 500Hz y 1000 Hz, y las frecuencias altas de 2000 Hz y 4000 Hz en los diferentes receptores utilizados en la sala con numeración del 1 – 18 y su promedio respectivamente.**

Sala Ocupada (Personas sentadas)													
G	125	250	500	1k	2k	4k	Hz	Sonoridad (G) 125hz - 250hz		Sonoridad (G) 500hz - 1khz		Sonoridad (G) 2khz - 4khz	
1	8.41	8.62	7.76	5.99	6.7	6.67	dB	8.52	Inadecuado	6.88	Aceptable	6.69	Aceptable
2	9.9	10.6	10.01	10.07	9.29	9.09	dB	10.25	Inadecuado	10.04	Inadecuado	9.19	Inadecuado
3	7.13	7.84	6.73	7.03	6.95	7.24	dB	7.49	Aceptable	6.88	Aceptable	7.10	Aceptable
4	7.99	8.33	8.23	7.74	7.83	8.42	dB	8.16	Inadecuado	7.99	Aceptable	8.13	Inadecuado
5	8.29	7.36	8.23	7.09	7.68	7.56	dB	7.83	Aceptable	7.66	Aceptable	7.62	Aceptable
6	4.33	3.84	4.75	3.91	4.21	4.99	dB	4.09	Bueno	4.33	Bueno	4.60	Bueno
7	8.3	8.4	7.37	5.91	6.83	6.95	dB	8.35	Inadecuado	6.64	Aceptable	6.89	Aceptable
8	5.21	6.01	5.55	5.06	4.38	5.36	dB	5.61	Bueno	5.31	Bueno	4.87	Bueno
9	5.66	5.69	5.87	6.14	5.53	5.87	dB	5.68	Bueno	6.01	Aceptable	5.70	Bueno
10	5.73	5.25	6.22	5.92	5.92	5.46	dB	5.49	Bueno	6.07	Aceptable	5.69	Bueno
11	4.6	5.42	3.85	3.56	3.69	3.31	dB	5.01	Bueno	3.71	Excelente	3.50	Excelente
12	7.57	9.4	7.36	6.15	6.09	6.24	dB	8.49	Inadecuado	6.76	Aceptable	6.17	Aceptable
13	3.94	3.21	2.84	3.15	3.96	3.35	dB	3.58	Excelente	3.00	Excelente	3.66	Excelente
14	7.16	7.56	6.58	4.74	4.53	5.54	dB	7.36	Aceptable	5.66	Bueno	5.04	Bueno
15	6.24	6.15	7.18	5.98	7.35	6.53	dB	6.20	Aceptable	6.58	Aceptable	6.94	Aceptable
16	3.52	3.56	4.19	3.46	3.01	3.62	dB	3.54	Excelente	3.83	Excelente	3.32	Excelente
17	5.28	6.2	5.56	4.77	4.99	4.99	dB	5.74	Bueno	5.17	Bueno	4.99	Bueno
18	6.24	6.32	4.66	5.1	6.02	4.5	dB	6.28	Aceptable	4.88	Bueno	5.26	Bueno
								6.54	Aceptable	5.96	Bueno	5.85	Bueno

### 5.2.5.3 Resultados

El nivel de sonoridad en la sala vacía es inadecuado para todas las frecuencias, por lo que indica que el nivel de absorción del público es esencial para mejorar el nivel de sonoridad. Se puede decir que no se tiene una espaciosidad de la sala

Para la sala ocupada, la sala con espectadores de pie fue la que tuvo mejores resultados, teniendo una excelente calificación para las frecuencias medias y altas. Para la sala donde las personas se encuentran sentadas, se obtuvo una calificación Buena.

Se anexa la siguiente tabla con los resúmenes de los resultados promedio de todos los receptores.

**Tabla 5-23 Resumen de resultados de Sonoridad con diferentes tipos de espectadores.**

Tipo de sala	Sonoridad (G) 125hz - 250hz		Sonoridad (G) 500hz - 1khz		Sonoridad (G) 2khz - 4khz	
Sala vacía	9.19	Inadecuado	9.37	Inadecuado	8.83	Inadecuado
Sala ocupada con público de pie	6.77	Aceptable	3.61	Excelente	3.15	Excelente
Sala ocupada con público sentado	6.54	Aceptable	5.96	Bueno	5.85	Bueno

## 5.2.6 Índice de definición (D-50)

### 5.2.6.1 Descripción

La definición D es la relación entre la energía que llega al oyente dentro de los primeros 50ms desde la llegada del sonido directo y la energía total recibida por el mismo.[1]

$$D = \frac{\int_0^{0,05} p^2(t) dt}{\int_0^{\infty} p^2(t) dt}$$

Un valor bajo de la definición implica que la energía sonora reflejada que se produce dentro de los 50 ms, después de la llegada del sonido directo, es pequeña, en relación a la energía sonora reflejada total que alcanza al punto receptor. [2]

Un recinto con un Índice de Definición pequeño se percibe como un poco íntimo, y normalmente ello se debe a un exceso de tiempo de reverberación, es decir, que la sala sea muy viva. [2]

Normalmente a medida que va aumentando el grado de definición, se va haciendo adecuado para un cierto tipo de sala. Para una sala de conciertos, se tiene un valor adecuado si el valor es menor a 0.50.

A medida que incrementa el índice de definición, se dice que es más adecuado para la palabra. Si la cifra sube a más de 0.65 se considera excelente para la voz y por equivalente al teatro. Para las salas de ópera se considera un valor de definición adecuado si se encuentra entre el valor adecuado de concierto y el de sala de teatro.

Para este parámetro no existen valoraciones de salas de concierto amplificadas por lo que no se tomó en cuenta esta variable para el análisis de salas.

De esta forma, se llega a unos parámetros para poder valorar la sala en 3 diferentes tipos de uso; Sala de conciertos, Sala de Teatro y Sala de Ópera. Se realizó un promedio entre las frecuencias de 500 Hz y 1000Hz para poder definir los siguientes parámetros.

### 5.2.6.2 Análisis

Para la sala de conciertos se propuso el siguiente parámetro de análisis:

**Tabla 5-24 Parámetros de análisis para el D-50**

Tipo de uso	D-50 500 Hz y 1000 Hz	Valoración
Sala de Concierto	0 -40	Excelente
	40 - 50	Bueno
	50 - 60	Aceptable
	60 -100	Inadecuado
Sala de Teatro	75 - 100	Excelente
	65 -75	Bueno
	55 -65	Aceptable
	0 -55	Inadecuado
Sala de Ópera	50 - 65	Excelente
	45 - 50	Bueno
	65 - 70	Bueno
	0 - 45	Inadecuado
	70- 100	Inadecuado

**Tabla 5-25 Estudio de sala vacía para los valores de D-50 Utilizando el promedio de 500 y 1000 Hz y valorando para sala de conciertos, sala de teatro y ópera en los diferentes receptores utilizados en la sala con numeración del 1 -18 y su promedio respectivamente.**

Sala Vacía													
D-50	125	250	500	1k	2k	4k	8k	16k	Hz	D50 500 y 1000Hz	Sala de concierto	Sala de Teatro	Sala de Ópera
1	48.72	36.58	54.11	50.55	48.03	48.26	57.85	83.39	%	52.33	Aceptable	Inadecuado	Excelente
2	61.49	37.85	30.9	48.94	50.14	47.4	62.24	78.46	%	39.92	Excelente	Inadecuado	Inadecuada
3	51.98	61.19	56.42	57.55	60.63	58.47	69.24	85.05	%	56.99	Aceptable	Aceptable	Excelente
4	41.21	40.1	32.55	50.31	41.41	41.51	56.87	77.5	%	41.43	Bueno	Inadecuado	Inadecuada
5	35.13	35.09	37.05	36.32	36.87	34.93	46.22	72.85	%	36.69	Excelente	Inadecuado	Inadecuada
6	48.74	42.08	39.1	36.61	39.86	33.05	43.07	73.43	%	37.86	Excelente	Inadecuado	Inadecuada
7	40.41	26.87	32.81	26.46	28.57	32.75	39.62	60.78	%	29.64	Excelente	Inadecuado	Inadecuada

8	45.67	36.75	40.66	48.24	48.43	48	56.98	80.98	%	44.45	Bueno	Inadecuado	Inadecuada
9	24.06	10.89	28	26.96	19.62	23.54	28.43	56.28	%	27.48	Excelente	Inadecuado	Inadecuada
10	13.95	13.05	16.63	25.49	21.82	22.14	30.08	57.08	%	21.06	Excelente	Inadecuado	Inadecuada
11	34.21	30.69	23.27	34.23	30.99	26.13	35.74	62.6	%	28.75	Excelente	Inadecuado	Inadecuada
12	29.99	39.19	26.07	40.45	39.55	28.49	39.68	62.9	%	33.26	Excelente	Inadecuado	Inadecuada
13	41.99	29.87	29.43	34.45	36.24	30.86	34.69	65	%	31.94	Excelente	Inadecuado	Inadecuada
14	26.85	25.56	28.75	26.24	29.99	22.65	42.46	63.53	%	27.50	Excelente	Inadecuado	Inadecuada
15	35.89	24.03	37.8	28.23	34.36	33.43	44.94	69.78	%	33.02	Excelente	Inadecuado	Inadecuada
16	18.55	24.5	15.77	23.96	18.74	22.29	31.33	58.78	%	19.87	Excelente	Inadecuado	Inadecuada
17	20.78	16.53	22.62	23.92	19.89	22.41	32.13	54.57	%	23.27	Excelente	Inadecuado	Inadecuada
18	24.16	23.64	20.09	26.2	26.25	27.98	35.54	59.78	%	23.15	Excelente	Inadecuado	Inadecuada
										33.81	Excelente	Inadecuado	Inadecuada

Mapas de valores para el estudio D-50 (sala vacía) para las frecuencias de 500 Hz y 1000 Hz

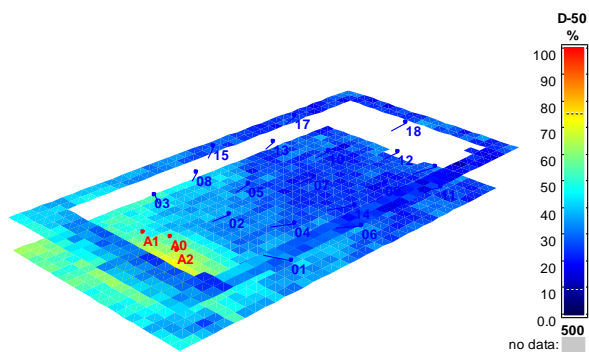


Imagen 5-21 - 500 Hz – D-50 (Sala vacía)

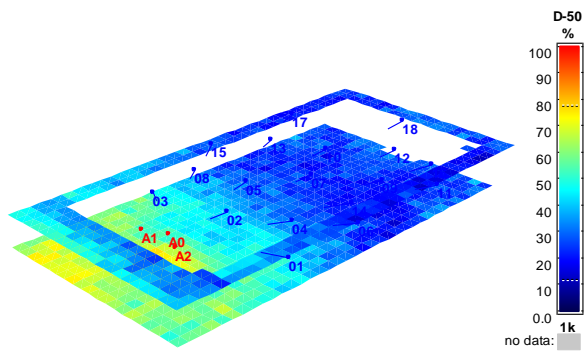


Imagen 5-22 - 1000 Hz – D-50 (Sala vacía)

**Tabla 5-26 Estudio de sala ocupada (público de pie) para los valores de D-50 Utilizando el promedio de 500 y 1000 Hz y valorando para sala de conciertos, sala de teatro y ópera en los diferentes receptores utilizados en la sala con numeración del 1 -18 y su promedio respectivamente.**

Sala Ocupada (Público de Pie)													
D-50	125	250	500	1k	2k	4k	8k	16k	Hz	D50 500 y 1000Hz	Sala de concierto	Sala de Teatro	Sala de Opera
1	57.26	60.46	63.55	65.59	72.27	70.31	77.25	88.46	%	64.57	Inadecuado	Aceptable	Excelente
2	79.07	56.95	81.38	82.18	81.57	81.17	84.9	91.44	%	81.78	Inadecuado	Excelente	Inadecuada
3	72.92	78.82	76.77	77.65	77.26	78.91	82.85	91.64	%	77.21	Inadecuado	Excelente	Inadecuada
4	60.91	56.23	65.66	81.84	74.42	75.44	79.32	88.27	%	73.75	Inadecuado	Bueno	Inadecuada
5	44.94	48.25	67.79	61.74	68.14	68.04	72.92	84.12	%	64.77	Inadecuado	Aceptable	Excelente
6	53.99	45.03	59.41	65.98	51.13	55.63	63.45	80.76	%	62.70	Inadecuado	Aceptable	Excelente
7	53.03	50.52	50.67	51.28	53.71	57.04	62.42	80.68	%	50.98	Aceptable	Inadecuado	Excelente
8	67.61	53.74	61.17	64.63	69.73	69.47	77.06	85.89	%	62.90	Inadecuado	Aceptable	Excelente
9	39.01	28.54	48.08	56.17	52.54	53.21	55.04	72.79	%	52.13	Aceptable	Inadecuado	Excelente
10	28.64	19.13	46.77	57.91	44.26	49.66	55.88	70.9	%	52.34	Aceptable	Inadecuado	Excelente
11	36.32	38.31	60.14	62.76	53.44	51.22	50.04	67.58	%	61.45	Inadecuado	Aceptable	Excelente
12	40.08	46.04	59.4	73.42	68.07	57.09	58.89	77.1	%	66.41	Inadecuado	Bueno	Buena
13	46.55	37.95	57.44	46.34	42.51	53	51.84	71.33	%	51.89	Aceptable	Inadecuado	Excelente
14	32.66	45.27	63.38	49.79	61.1	54.79	62.11	78.53	%	56.59	Aceptable	Aceptable	Excelente
15	46.32	45.32	64.42	55.82	60.5	65.93	67	83.97	%	60.12	Inadecuado	Aceptable	Excelente
16	34.55	52.83	41.45	39.46	39.85	41.26	52.73	70.77	%	40.46	Bueno	Inadecuado	Inadecuada
17	38.29	44.28	48.06	51.1	47.8	45.66	50.51	70.26	%	49.58	Bueno	Inadecuado	Bueno
18	45.18	45.67	57.17	69.89	62.13	60.14	63.76	78.16	%	63.53	Inadecuado	Aceptable	Excelente
										60.73	Inadecuado	Aceptable	Excelente



Mapas de valores para el estudio D-50 (sala ocupada) para las frecuencias de 500 Hz y 1000 Hz

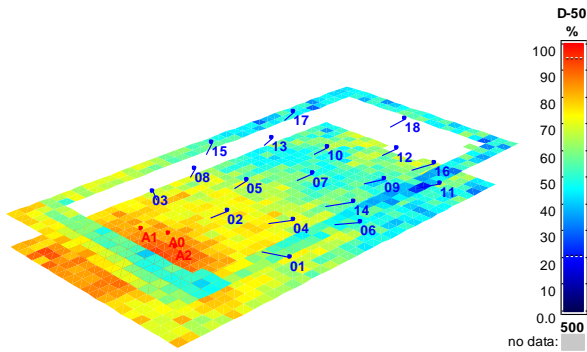


Imagen 5-23 - 500 Hz – D-50 (Sala ocupada)

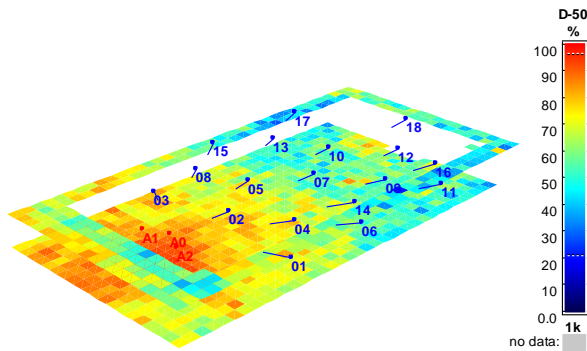


Imagen 5-24 - 1000 Hz – D-50 (Sala ocupada)

Tabla 5-27 Estudio de sala ocupada (público sentado) para los valores de D-50 Utilizando el promedio de 500 y 1000 Hz y valorando para sala de conciertos, sala de teatro y ópera en los diferentes receptores utilizados en la sala con numeración del 1 -18 y su promedio respectivamente.

Sala Ocupada (Personas sentadas)													
D-50	125	250	500	1k	2k	4k	8k	16k	Hz	D50 500 y 1000Hz	Sala de concierto	Sala de Teatro	Sala de Opera
1	55.13	60.95	60.29	68.46	63.33	60.9	72.64	87.89	%	64.38	Inadecuado	Aceptable	Excelente
2	80.72	57.54	61.7	71.32	65.4	68.77	74.63	85.44	%	66.51	Inadecuado	Bueno	Buena
3	73.04	77.53	72.76	71.82	70.76	73.4	77.72	90.43	%	72.29	Inadecuado	Bueno	Inadecuada
4	65.23	60.93	60.21	71.19	61.78	62.94	68.83	84.3	%	65.70	Inadecuado	Bueno	Buena

5	49.68	47.85	59.61	52.23	56.28	58.76	64.77	82.11	%	55.92	Aceptable	Aceptable	Excelente
6	55.6	36.09	49.87	49.04	53.72	46.45	62.35	78.25	%	49.46	Bueno	Inadecuado	Bueno
7	56.61	38.98	49.79	42.01	42.22	42.46	57.26	72.14	%	45.90	Bueno	Inadecuado	Bueno
8	62.46	59.63	54.93	62.33	59.98	60.26	69.5	86.02	%	58.63	Aceptable	Aceptable	Excelente
9	44.71	27.44	39.1	38.19	37.09	38.56	47.48	65.7	%	38.65	Excelente	Inadecuado	Inadecuada
10	33.91	23.1	36.27	47.99	37.63	39.94	44.8	67.58	%	42.13	Bueno	Inadecuado	Inadecuada
11	38.66	33.37	43.76	50.54	40.06	37.45	48.66	63.84	%	47.15	Bueno	Inadecuado	Bueno
12	59.39	46.92	54.46	58.56	59.14	47.78	57.4	75.26	%	56.51	Aceptable	Aceptable	Excelente
13	62.9	53.23	29.84	45.53	36.83	47.46	46.03	69.81	%	37.69	Excelente	Inadecuado	Inadecuada
14	36.85	39.41	44.15	42.95	44.71	40.2	53.82	71.93	%	43.55	Bueno	Inadecuado	Inadecuada
15	32.18	45.46	49.41	45.77	42.95	45.79	53.88	74.86	%	47.59	Bueno	Inadecuado	Bueno
16	28.97	34.44	39.68	41.62	35.05	36.73	45.08	65.57	%	40.65	Bueno	Inadecuado	Inadecuada
17	47.75	41.39	33.27	31.53	39.24	32.86	37.43	64.27	%	32.40	Excelente	Inadecuado	Inadecuada
18	49.69	52.14	43.75	51.58	43.6	50.56	53.18	67.73	%	47.67	Bueno	Inadecuado	Bueno
										50.71	Aceptable	Inadecuado	Excelente

Mapas de valores para el estudio D-50 (sala ocupada con público de sentado) para las frecuencias de 500 Hz y 1000 Hz

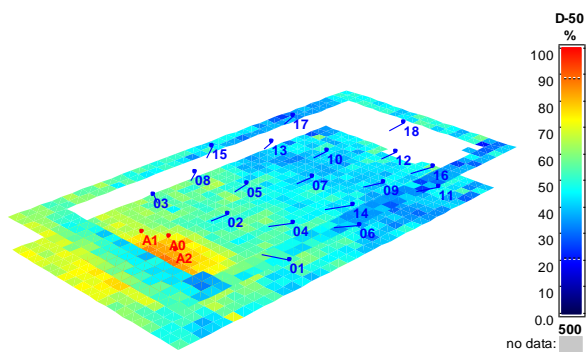
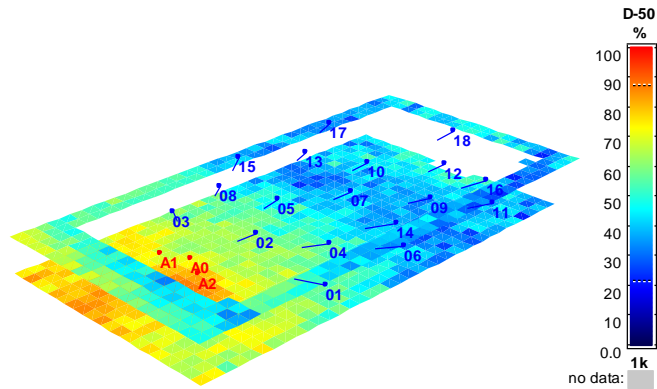


Imagen 5-25 - 500 Hz – D-50 (Sala ocupada público sentado)



**Imagen 5-26 - 1000 Hz – D-50 (Sala ocupada público sentado)**

### 5.2.6.3 Resultados

Para el parámetro de definición D-50 se puede concluir que a medida que va aumentando el nivel de absorción del público incrementa la definición de la sala. Al tener un público de pie, se tiene un excelente parámetro para una sala de ópera y genera un valor aceptable para la salas de teatro. Igualmente cuando el público se encuentra sentado, se genera un expelente valor de definición para la ópera, pero baja el nivel adecuado de definición para teatro.

Los valores de definición son perfectos para una sala de conciertos al momento de que la sala se encuentra vacía o con muy poca ocupación lo cual serviría como práctica cerrada de concierto o presentación para muy pocas personas, a diferencia del teatro que necesita mucha absorción de la gente para llegar a niveles adecuados.

A manera de resumen se anexa la siguiente tabla exponiendo las características antes mencionadas.

**Tabla 5-28 Resultados de valoración de los diferentes tipos de sala para el parámetro D-50**

Sala	Tipo de uso	Promedio	Valoración
Sala Vacía	Sala de concierto	33.81	Excelente
	Sala de Teatro	33.81	Inadecuado
	Sala de Opera	33.81	Inadecuado
Sala Ocupada (Público de pie)	Sala de concierto	60.73	Inadecuado
	Sala de Teatro	60.73	Aceptable
	Sala de Opera	60.73	Excelente
Sala Ocupada (Público sentado)	Sala de concierto	50.71	Aceptable
	Sala de Teatro	50.71	Inadecuado
	Sala de Opera	50.71	Excelente

## 5.2.7 Claridad de la voz (C-50)

### 5.2.7.1 Descripción:

La claridad de la voz C-50 se define como la relación entre la energía sonora que llega al oyente durante los primeros 50 ms desde la llegada del sonido directo (incluyen el sonido directo y las primeras reflexiones) y la que le llega después de los primeros 50ms. Se calcula en cada banda de las frecuencias entre 125 Hz y 4000 Hz. El C-50 se expresa en escala logarítmica: [1]

$$C_{50} = 10 \log \frac{\int_0^{0,05} p^2(t) dt}{\int_{0,05}^{\infty} p^2(t) dt} \text{ (en dB)}$$

Para obtener el “Speech Average” se requiere utilizar el valor medio de C-50 de las frecuencias de 500 Hz, 1000 Hz, 2000 Hz y 4000 Hz, tomando un valor de ponderación del 15% 25% 35% y 25% para cada respectiva frecuencia. [2]

$$C_{50} \text{ (“speech average”) } = 0,15 \cdot C_{50} (500 \text{ Hz}) + 0,25 \cdot C_{50} (1 \text{ kHz}) + \\ + 0,35 \cdot C_{50} (2 \text{ kHz}) + 0,25 \cdot C_{50} (4 \text{ kHz}) \text{ (en dB)}$$

El estudio pretende realizar un resumen del Speech Average de todos los puntos colocados en la sala, utilizando los factores de la sala ocupada, debido a que los resultados para una sala vacía nos arrojan valores negativos los cuales no son óptimos para medir los resultados.

El valor para medir lo obtenemos de Carrión el cual especifica que entre más elevado sea, mejor será la inteligibilidad de la palabra y la sonoridad en los puntos considerados.

Para esta valoración solo utilizaremos el área de Sala de Teatro, ya que el factor C-50 solo se utiliza para valorar áreas utilizadas para teatro o conferencias, donde la voz cumple un papel fundamental.

### 5.2.7.2 Análisis:

Para la sala de teatros se propuso el siguiente parámetro de análisis:

**Tabla 5-29 Parámetros de comparación para C-50**

Tipo de uso	C-50 (Speech Average)	Valoración
Sala de Teatros	4.0 - 8.0	Excelente
	2.0 - 4.0	Bueno
	1.5 - 2.0	Aceptable
	0 - 1.5	Inadecuado

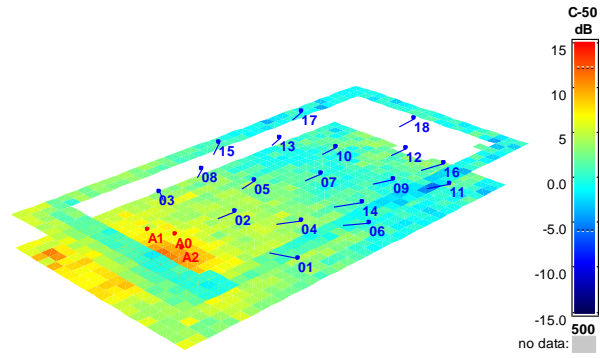
**Tabla 5-30 Estudio de sala ocupada (público de pie) para los valores de C-50 Utilizando el factor de ponderación de 500 Hz, 1000 Hz, 2000 Hz, 4000 Hz y valorando para sala de teatros únicamente en los diferentes receptores utilizados en la sala con numeración del 1 – 18 y su promedio respectivamente.**

Sala Ocupada							
C-50	500	1k	2k	4k	Hz	C-50 Speech Average	Sala de Teatro Segun Marshall
1	2.41	2.8	4.16	3.74	dB	3.45	Bueno
2	6.41	6.64	6.46	6.34	dB	6.47	Excelente
3	5.19	5.41	5.31	5.73	dB	5.42	Excelente
4	2.81	6.54	4.64	4.87	dB	4.90	Excelente
5	3.23	2.08	3.3	3.28	dB	2.98	Bueno
6	1.65	2.88	0.2	0.98	dB	1.28	Inadecuado
7	0.12	0.22	0.64	1.23	dB	0.60	Inadecuado
8	1.97	2.62	3.62	3.57	dB	3.11	Bueno
9	-0.33	1.08	0.44	0.56	dB	0.51	Inadecuado
10	-0.56	1.38	-1	-0.06	dB	-0.10	Inadecuado
11	1.79	2.27	0.6	0.21	dB	1.10	Inadecuado
12	1.65	4.41	3.29	1.24	dB	2.81	Bueno
13	1.3	-0.64	-1.31	0.52	dB	-0.29	Inadecuado
14	2.38	-0.04	1.96	0.83	dB	1.24	Inadecuado
15	2.58	1.02	1.85	2.87	dB	2.01	Bueno
16	-1.5	-1.86	-1.79	-1.53	dB	-1.70	Inadecuado
17	-0.34	0.19	-0.38	-0.76	dB	-0.33	Inadecuado
18	1.25	3.66	2.15	1.79	dB	2.30	Bueno
						1.99	Aceptable

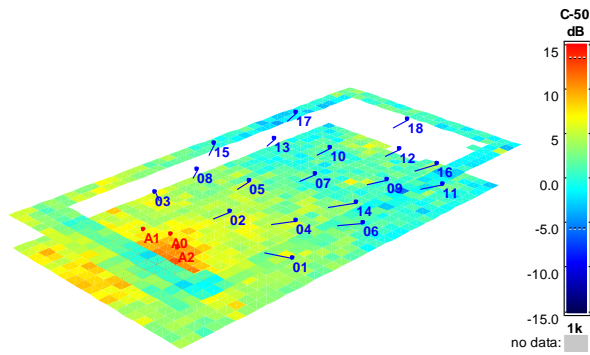
**Tabla 5-31 Estudio de sala ocupada (público sentado) para los valores de C-50 Utilizando el factor de ponderación de 500 Hz, 1000 Hz, 2000 Hz, 4000 Hz y valorando para sala de teatros únicamente en los diferentes receptores utilizados en la sala con numeración del 1 – 18 y su promedio respectivamente.**

Sala Ocupada (Personas sentadas)							
C-50	500	1k	2k	4k	Hz	C-50 Speech Average	Sala de Teatro Segun Marshall
1	1.81	3.37	2.37	1.92	dB	2.42	Bueno
2	2.07	3.96	2.77	3.43	dB	3.13	Bueno
3	4.27	4.06	3.84	4.41	dB	4.10	Excelente
4	1.8	3.93	2.09	2.3	dB	2.56	Bueno
5	1.69	0.39	1.1	1.54	dB	1.12	Inadecuado
6	-0.02	-0.17	0.65	-0.62	dB	0.03	Inadecuado
7	-0.04	-1.4	-1.36	-1.32	dB	-1.16	Inadecuado
8	0.86	2.19	1.76	1.81	dB	1.75	Aceptable
9	-1.92	-2.09	-2.29	-2.02	dB	-2.12	Inadecuado
10	-2.45	-0.35	-2.19	-1.77	dB	-1.66	Inadecuado
11	-1.09	0.09	-1.75	-2.23	dB	-1.31	Inadecuado
12	0.78	1.5	1.61	-0.39	dB	0.96	Inadecuado
13	-3.71	-0.78	-2.34	-0.44	dB	-1.68	Inadecuado
14	-1.02	-1.23	-0.92	-1.72	dB	-1.21	Inadecuado
15	-0.1	-0.74	-1.23	-0.73	dB	-0.81	Inadecuado
16	-1.82	-1.47	-2.68	-2.36	dB	-2.17	Inadecuado
17	-3.02	-3.37	-1.9	-3.1	dB	-2.74	Inadecuado
18	-1.09	0.28	-1.12	0.1	dB	-0.46	Inadecuado
						0.04	Inadecuado

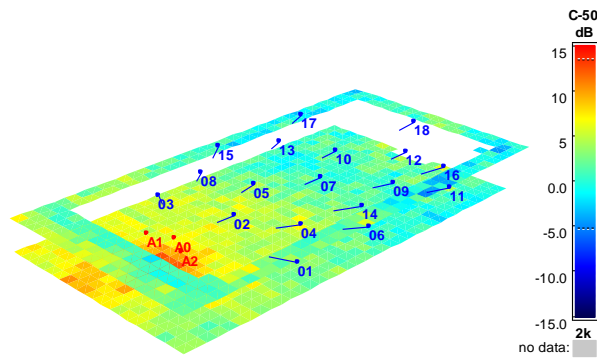
Mapas de valores para el estudio D-50 (sala ocupada público de pie) para las frecuencias de 500 Hz, 1000 Hz, 2000 Hz y 4000 Hz.



**Imagen 5-27 - 500 Hz – C-50 (Sala ocupada público de pie)**

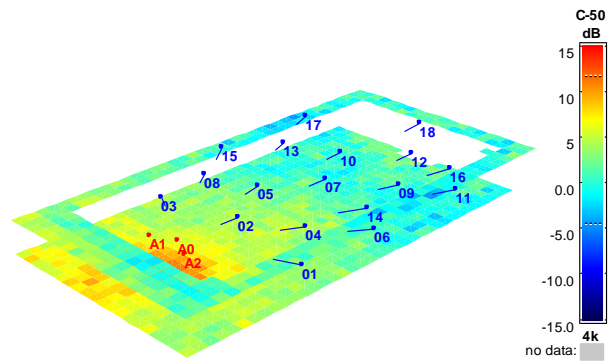


**Imagen 5-28 - 1000 Hz – C-50 (Sala ocupada público de pie)**



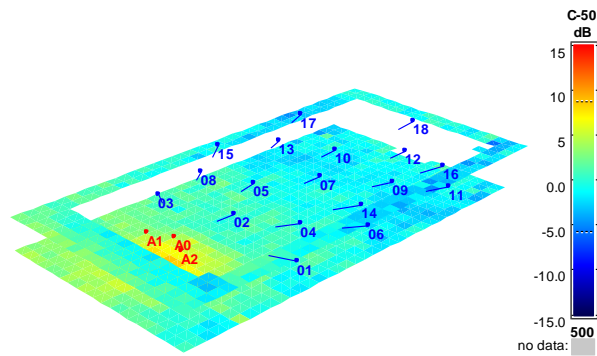
**Imagen 5-29 - 2000 Hz – C-50 (Sala ocupada público de pie)**



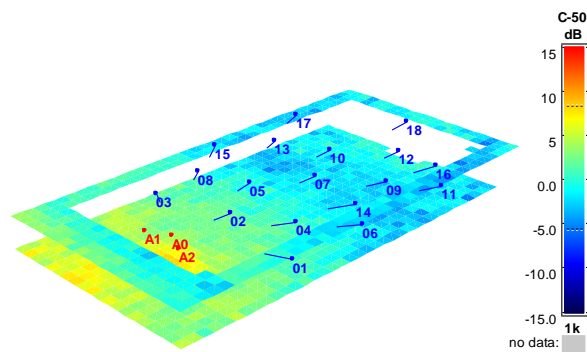


**Imagen 5-30 - 4000 Hz – C-50 (Sala ocupada público de pie)**

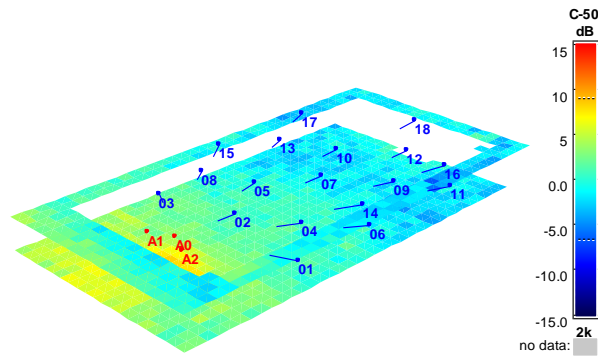
Mapas de valores para el estudio C-50 (sala ocupada público sentado) para las frecuencias de 500 Hz, 1000 Hz, 2000 Hz y 4000 Hz.



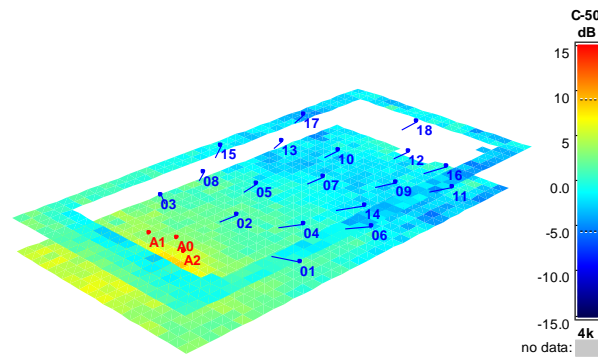
**Imagen 5-31 - 500 Hz – C-50 (Sala ocupada público sentado)**



**Imagen 5-32 - 1000 Hz – C-50 (Sala ocupada público sentado)**



**Imagen 5-33 - 2000 Hz – C-50 (Sala ocupada público sentado)**



**Imagen 5-34 - 4000 Hz – C-50 (Sala ocupada público sentado)**

### 5.2.7.3 Resultados

Para estos resultados, se puede apreciar que la sala cuenta con un C-50 promedio de 1.99 el cual está referido como ACEPTABLE, pero a nuestro punto de vista puede entrar como bueno debido a la cercanía que tiene al 2, al ser de 1.99. Esto significa que la sala en su aforo ocupado tendrá una claridad Buena para teatros o usos adecuados para la voz.

Se puede ver una diferencia entre la sala ocupada por personas de pie y la sala ocupada por personas sentadas, donde el valor del C-50 decrece con menos absorción del público, por lo que para tener un valor del c-50 adecuado sin modificar la sala se debe utilizar la sala con aforo lleno y las personas de pie.

Esto da a la conclusión de que para aumentar la claridad de voz se necesita disminuir el nivel del sonido reverberante.

## 5.2.8 Índice de Claridad (C-80)

### 5.2.8.1 Descripción:

El índice de claridad indica la cantidad de energía sonora inmediata que se produce dentro de los primeros 80ms respecto a la energía sonora tardía que se produce después de transcurrirlos los 80 ms.[2]

$$C_{80} = 10 \log \frac{\int_0^{0,08} p^2(t) dt}{\int_{0,08}^{\infty} p^2(t) dt} \text{ (en dB)}$$

Por ello tenemos que un C80 alto, significa que la energía sonora inmediata es muy superior a la tardía, por lo que el sonido es muy claro. Esto quiere decir que dentro de los primeros 80ms se producirán muchas más reflexiones que provienen de paredes o techos próximos al oyente, que reflexiones generales debidas a restantes superficies de la sala. [2]

El fenómeno es altamente detectado en balcones y en anfiteatros en los que el techo es relativamente bajo, y en techos de salas en los que no se produzcan la difracción del sonido y que la reflexión especular sea muy direccional en intensa hacia el oyente.[2]

Se utilizan los 80 ms debido a que cuando se trata de música, el oído integra el sonido directo con las reflexiones que percibe en los 80 ms y los integra como uno mismo, haciendo que aumente la claridad musical.

Para realizar una valoración con un valor representativo, se procede a realizar la suma aritmética de los parámetros de C-80 en las frecuencias de 500 Hz, 1000 Hz y 2000 Hz.

$$C_{80} \text{ ("music average")} = \frac{C_{80} (500 \text{ Hz}) + C_{80} (1 \text{ kHz}) + C_{80} (2 \text{ kHz})}{3} \text{ (en dB)}$$

### 5.2.8.2 Análisis:

Existen diferentes autores que proponen parámetros distintos, por lo que en el estudio realizaremos la comparación de los diferentes parámetros y expondremos los resultados siguientes:

**Tabla 5-32 Parámetros utilizados para valorar el factor C-80 por diferentes autores.**

Tipo de uso	C80 (Music Average)	Valoración
C-80 Lehman	0 - 3.0	Inadecuado
	C80 > 3.0	Bueno
C-80 Reichardt	C80 < 0	Inadecuado
	C80 > 0	Bueno
C-80 Barron y Marshall	C80 > -2.0	Inadecuado
	C80 < 2.0	Inadecuado
	C80 < -2.0	Bueno
	C80 > 2.0	Bueno
C-80 Beranek	C80 > -4.0	Inadecuado
	C80 < 0	Inadecuado
	C80 < -4.0	Bueno
	C80 > 0	Bueno

**Tabla 5-33- Estudio de sala vacía para los valores de C-80 Utilizando el promedio de 500Hz, 1000 Hz, 2000 Hz y valorando para sala de conciertos en los diferentes receptores utilizados en la sala con numeración del 1 -18 y su promedio respectivamente.**

Sala Vacía									
C-80	500	1k	2k	Hz	C-80 mid	C-80 Lehman	C-80 Reichardt	C-80 Beranek	C-80 Marshall y Barron
1	1.96	2.24	2.05	dB	2.08	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
2	-1.33	1.92	1.81	dB	0.80	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Bueno

3	3.11	3.4	3.87	dB	3.46	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
4	-0.22	1.49	0.32	dB	0.53	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Bueno
5	-0.38	-0.21	0.17	dB	-0.14	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Bueno
6	-0.37	-0.77	0.14	dB	-0.33	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Bueno
7	-1.19	-1.87	-0.87	dB	-1.31	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Bueno
8	-0.29	1.21	1.16	dB	0.69	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Bueno
9	-1.73	-0.78	-2.18	dB	-1.56	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Bueno
10	-3.36	-0.79	-2.39	dB	-2.18	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Inadecuado
11	-2.22	0.2	-0.55	dB	-0.86	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Bueno
12	0.01	0.52	1.14	dB	0.56	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Bueno
13	-2.19	-0.83	-0.09	dB	-1.04	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Bueno
14	-1.04	-2.01	-2	dB	-1.68	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Bueno
15	-1.1	-1.94	-1.28	dB	-1.44	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Bueno
16	-2.59	-1.73	-2.52	dB	-2.28	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Inadecuado
17	-3.32	-2.82	-2.39	dB	-2.84	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Inadecuado
18	-0.24	1.35	-0.4	dB	0.24	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Bueno
					-0.41	Inadecuado	Inadecuado	Bueno	Bueno

**Tabla 5-34 - Estudio de sala ocupada (público de pie) para los valores de C-80 Utilizando el promedio de 500Hz, 1000 Hz, 2000 Hz y valorando para sala de conciertos en los diferentes receptores utilizados en la sala con numeración del 1 -18 y su promedio respectivamente.**

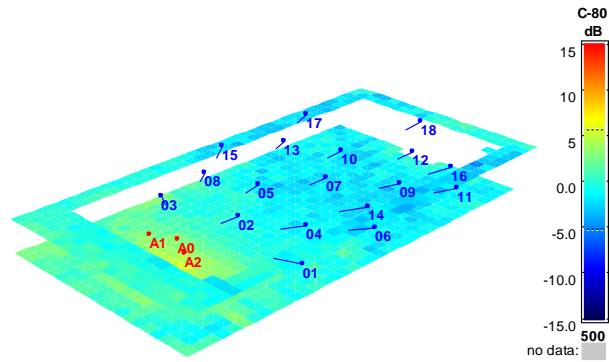
Sala Ocupada (Público de Pie)									
C-80	500	1k	2k	Hz	c-80 mid	C-80 Lehman	C-80 Reichardt	C-80 Beranek	C-80 Marshall y Barron
1	5.21	6.1	6.68	dB	6.00	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
2	7.65	8.73	8.5	dB	8.29	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
3	7.97	8.6	7.96	dB	8.18	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
4	5.53	8.43	6.54	dB	6.83	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
5	5.82	5.09	5.36	dB	5.42	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
6	3.59	5.21	3.37	dB	4.06	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
7	2.3	3.52	4.33	dB	3.38	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
8	3.47	4.63	5.68	dB	4.59	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
9	5.5	5	4.51	dB	5.00	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
10	3.28	4.6	2.29	dB	3.39	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
11	3.61	6.26	5.61	dB	5.16	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
12	6.42	7.45	8.17	dB	7.35	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
13	5.98	2.65	3.78	dB	4.14	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
14	5.66	1.57	4	dB	3.74	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
15	4.12	2.37	4.38	dB	3.62	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado

16	3.67	2.56	2.41	dB	2.88	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
17	2.7	5.21	3.04	dB	3.65	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
18	6.04	9.85	7.44	dB	7.78	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
					5.19	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado

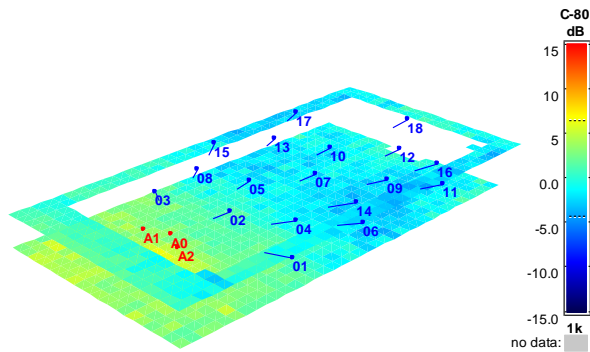
**Tabla 5-35 - Estudio de sala ocupada (público sentado) para los valores de C-80 Utilizando el promedio de 500Hz, 1000 Hz, 2000 Hz y valorando para sala de conciertos en los diferentes receptores utilizados en la sala con numeración del 1 -18 y su promedio respectivamente.**

Sala Ocupada (Público sentado)									
C-80	500	1k	2k	Hz	c-80 mid	C-80 Lehman	C-80 Reichardt	C-80 Beranek	C-80 Marshall y Barron
1	4.09	5.57	4.46	dB	4.71	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
2	4.07	6.34	4.7	dB	5.04	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
3	7.08	6.67	6.1	dB	6.62	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
4	4.04	5.84	4.36	dB	4.75	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
5	5.17	3.23	3.53	dB	3.98	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
6	3.28	2.17	2.82	dB	2.76	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
7	2.76	1.72	1.76	dB	2.08	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
8	2.3	3.65	2.83	dB	2.93	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
9	1.64	1.56	1.07	dB	1.42	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Bueno
10	1.07	2.16	1.64	dB	1.62	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Bueno
11	1.91	3.61	1.72	dB	2.41	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
12	4.22	3.7	4.87	dB	4.26	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
13	0.75	2.62	0.72	dB	1.36	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Bueno
14	2.17	1.76	1.64	dB	1.86	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Bueno
15	2.39	1.07	1.94	dB	1.80	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Bueno
16	3.49	0.78	0.98	dB	1.75	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Bueno
17	1.13	0.08	1.11	dB	0.77	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Bueno
18	3.15	4.62	2.67	dB	3.48	Bueno	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
					2.98	Inadecuado	Bueno	Inadecuado	Inadecuado

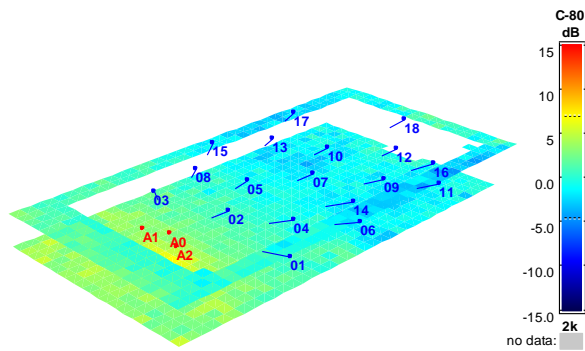
Mapas de valores para el estudio C-80 (sala vacía) para las frecuencias de 500 Hz, 1000 Hz y 2000 Hz.



**Imagen 5-35 - 500 Hz – C-80 (Sala vacía)**

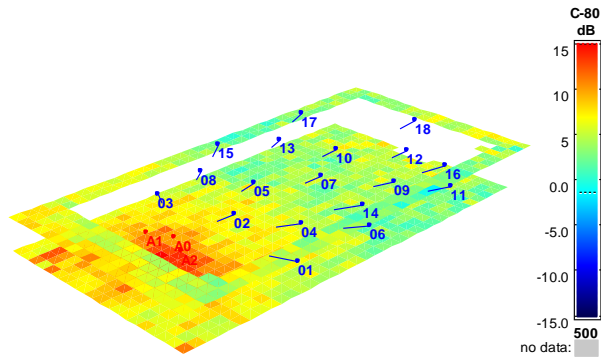


**Imagen 5-36 - 1000 Hz – C-80 (Sala vacía)**

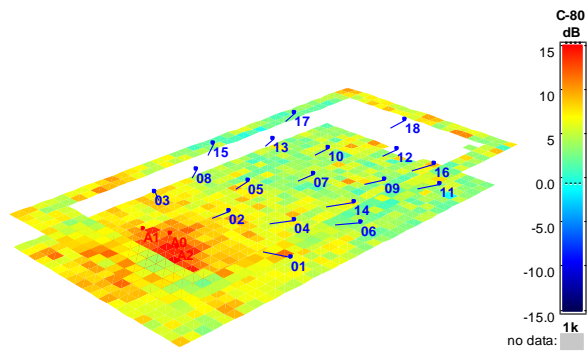


**Imagen 5-37 - 2000 Hz – C-80 (Sala vacía)**

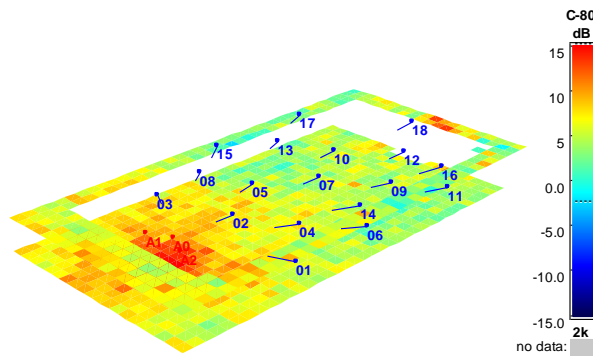
Mapas de valores para el estudio C-80 (sala ocupada público de pie) para las frecuencias de 500 Hz, 1000 Hz y 2000 Hz.



**Imagen 5-38 - 500 Hz – C-80 (Sala ocupada)**



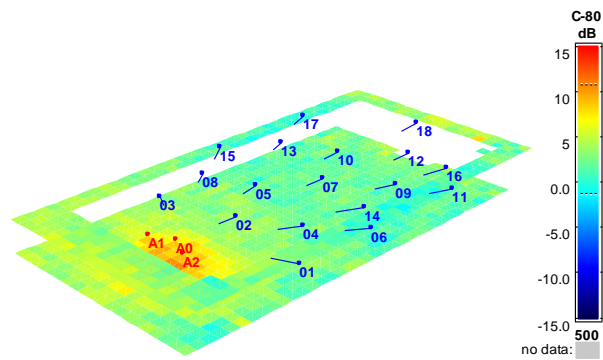
**Imagen 5-39 - 1000 Hz – C-80 (Sala ocupada)**



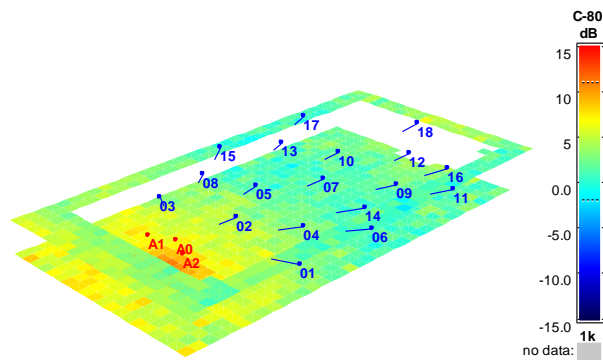
**Imagen 5-40 - 2000 Hz – C-80 (Sala ocupada)**

Mapas de valores para el estudio C-80 (sala ocupada público sentado) para las frecuencias de 500 Hz, 1000 Hz y 2000 Hz.

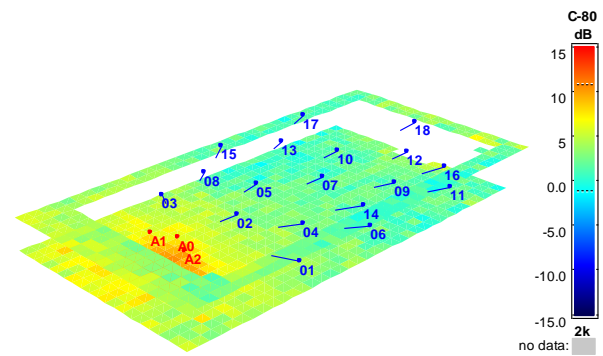




**Imagen 5-41 - 500 Hz – C-80 (Sala ocupada público sentado)**



**Imagen 5-42 - 1000 Hz – C-80 (Sala ocupada público sentado)**



**Imagen 5-43 - 2000 Hz – C-80 (Sala ocupada público sentado)**

Para el valor del C-80, se realiza una tabla de resumen, tomando en cuenta el promedio de todos los receptores de la sala y realizando la valoración para una sala de conciertos por diferentes autores antes mencionados para una sala vacía y una ocupada.

**Tabla 5-36 - Resultados de C-80 por diferentes autores para una sala de conciertos.**

SALA VACIA			SALA OCUPADA (público de pie)			SALA OCUPADA (público seentado)		
SALA DE CONCIERTOS	C-80 Lehman	INADECUADO	SALA DE CONCIERTOS	C-80 Lehman	BUENO	SALA DE CONCIERTOS	C-80 Lehman	INADECUADO
	C-80 Reichardt	INADECUADO		C-80 Reichardt	BUENO		C-80 Reichardt	BUENO
	C-80 Beranek	BUENO		C-80 Beranek	INADECUADO		C-80 Beranek	INADECUADO
	C-80 Marshall y Barron	BUENO		C-80 Marshall y Barron	INADECUADO		C-80 Marshall y Barron	INADECUADO

Se puede analizar una diferencia enorme, debido a que dos autores coinciden en que el valor de mérito de las salas es bueno para la sala vacía,

En la tabla de resumen, se puede ver como entre diferentes autores existen variantes las cuales no pueden ser comparadas objetivamente, debido a que la opinión de diversos autores es subjetiva. Por esta razón, se realiza una comparación adicional con los valores propuestos por Higini Arau [2] y tener una opinión adicional para contrastar los valores obtenidos con los diferentes autores.

**Tabla 5-37 - Parámetros de valoración para C-80 [2]**

Tipo de uso	C80 (Music Average)	Valoración
C-80 Arau Conciertos	$C80 > 4$	Inadecuado
	$C80 < 0$	Inadecuado
	$C80 < 4$	Bueno
	$C80 > 0$	Bueno
C-80 Arau Ópera	$C80 > 6$	Inadecuado
	$C80 < 2$	Inadecuado
	$C80 < 6$	Bueno
	$C80 > 2$	Bueno
C-80 Arau Teatros	$C80 > 6$	Inadecuado
	$C80 < 6$	Bueno

**Tabla 5-38 Estudio de sala vacía para los valores de C-80 Utilizando el promedio de 500Hz, 1000 Hz, 2000 Hz y valorando para sala de conciertos, sala de ópera y sala de teatro según Higini Arau en los diferentes receptores utilizados en la sala con numeración del 1 – 18 y su promedio respectivamente.**

Sala Vacía								
C-80	500	1k	2k	Hz	C-80 mid	C-80 Para Conciertos Arau	C-80 Para Opera Arau	C-80 Para Teatro Arau
1	1.96	2.24	2.05	dB	2.08	Bueno	Bueno	Inadecuado
2	-1.33	1.92	1.81	dB	0.80	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
3	3.11	3.4	3.87	dB	3.46	Bueno	Bueno	Inadecuado
4	-0.22	1.49	0.32	dB	0.53	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
5	-0.38	-0.21	0.17	dB	-0.14	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
6	-0.37	-0.77	0.14	dB	-0.33	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
7	-1.19	-1.87	-0.87	dB	-1.31	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
8	-0.29	1.21	1.16	dB	0.69	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
9	-1.73	-0.78	-2.18	dB	-1.56	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
10	-3.36	-0.79	-2.39	dB	-2.18	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
11	-2.22	0.2	-0.55	dB	-0.86	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
12	0.01	0.52	1.14	dB	0.56	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
13	-2.19	-0.83	-0.09	dB	-1.04	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
14	-1.04	-2.01	-2	dB	-1.68	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
15	-1.1	-1.94	-1.28	dB	-1.44	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
16	-2.59	-1.73	-2.52	dB	-2.28	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
17	-3.32	-2.82	-2.39	dB	-2.84	Inadecuado	Inadecuado	Inadecuado
18	-0.24	1.35	-0.4	dB	0.24	Bueno	Inadecuado	Inadecuado
					-0.41	Bueno	Inadecuado	Inadecuado

**Tabla 5-39 Estudio de sala ocupada para los valores de C-80 Utilizando el promedio de 500Hz, 1000 Hz, 2000 Hz y valorando para sala de conciertos, sala de ópera y sala de teatro según Higini Arau en los diferentes receptores utilizados en la sala con numeración del 1 – 18 y su promedio respectivamente.**

Sala Ocupada								
C-80	500	1k	2k	Hz	c-80 mid	C-80 Para Conciertos Arau	C-80 Para Opera Arau	C-80 Para Teatro Arau
1	5.21	6.1	6.68	dB	6.00	Inadecuado	Bueno	Inadecuado
2	7.65	8.73	8.5	dB	8.29	Inadecuado	Inadecuado	Bueno
3	7.97	8.6	7.96	dB	8.18	Inadecuado	Inadecuado	Bueno

4	5.53	8.43	6.54	dB	6.83	Inadecuado	Inadecuado	Bueno
5	5.82	5.09	5.36	dB	5.42	Inadecuado	Bueno	Inadecuado
6	3.59	5.21	3.37	dB	4.06	Inadecuado	Bueno	Inadecuado
7	2.3	3.52	4.33	dB	3.38	Bueno	Bueno	Inadecuado
8	3.47	4.63	5.68	dB	4.59	Inadecuado	Bueno	Inadecuado
9	5.5	5	4.51	dB	5.00	Inadecuado	Bueno	Inadecuado
10	3.28	4.6	2.29	dB	3.39	Bueno	Bueno	Inadecuado
11	3.61	6.26	5.61	dB	5.16	Inadecuado	Bueno	Inadecuado
12	6.42	7.45	8.17	dB	7.35	Inadecuado	Inadecuado	Bueno
13	5.98	2.65	3.78	dB	4.14	Inadecuado	Bueno	Inadecuado
14	5.66	1.57	4	dB	3.74	Bueno	Bueno	Inadecuado
15	4.12	2.37	4.38	dB	3.62	Bueno	Bueno	Inadecuado
16	3.67	2.56	2.41	dB	2.88	Bueno	Bueno	Inadecuado
17	2.7	5.21	3.04	dB	3.65	Bueno	Bueno	Inadecuado
18	6.04	9.85	7.44	dB	7.78	Inadecuado	Inadecuado	Bueno
					5.19	Inadecuado	Bueno	Inadecuado

### 5.2.8.3 Resultados

Para el valor del C-80, se realiza una tabla de resumen, tomando en cuenta el promedio de todos los receptores de la sala y realizando la valoración para una sala de diferentes usos por un mismo autor.

Se puede entender que el mejor factor de valoración se tiene en la sala de conciertos, pero cuando se encuentra vacía, por lo que resulta un buen nivel de C-80 cuando la sala se encuentra vacía o con pocas personas, ya sea para práctica o un espectáculo pequeño, mientras que al momento de estar ocupada a su máxima capacidad la sala tiene un nivel de C-80 adecuado para realizar óperas.

El grado de separación entre los distintos sonidos de una composición musical son adecuados cuando el público se encuentra sentado para una sala de conciertos y ópera.

Se debe mencionar que el parámetro C-80 se encuentra relacionado con el Tiempo de reverberación y no es un parámetro estadísticamente independiente.

Se puede comprobar en las gráficas que el parámetro disminuye cuando aumenta el tiempo de reverberación.

Análisis con factores de Higini Arau:

**Tabla 5-40 Resultado de análisis tomando en cuenta los valores recomendados por Higini Arau**

SALA VACIA			SALA OCUPADA (público de pie)			SALA OCUPADA (público sentado)		
	C-80 Para Conciertos	BUENO		C-80 Para Conciertos	INADECUADO		C-80 Para Conciertos	BUENO
	C-80 Para Opera Arau	INADECUADO		C-80 Para Opera Arau	BUENO		C-80 Para Opera Arau	BUENO
	C-80 Para Teatro Arau	INADECUADO		C-80 Para Teatro Arau	INADECUADO		C-80 Para Teatro Arau	INADECUADO

### **5.2.9 Amplitud aparente de la fuente sonora (ASW)**

La amplitud aparente de la fuente sonora (ASW) se relaciona con la sensación de que el sonido que llega del escenario proviene de una fuente de mayor amplitud que la correspondiente a la orquesta real. Esto refiere a la espacialidad o impresión espacial del sonido. Cuando el ASW sea mayor, más será la impresión espacial del sonido y mejor resultará la valoración subjetiva de la calidad acústica de la sala. [1]

Para poder calificar la Amplitud aparente de la fuente sonora se utilizan dos parámetros básicos: Eficiencia Lateral (LF) la cual está relacionada con la energía de las reflexiones laterales, y la Correlación Cruzada Interaural (IACCE) la cual expresa la disimilitud entre las primeras reflexiones que llegan a los oídos del público.

## 5.2.10 Eficiencia Lateral (LF)

### 5.2.10.1 Descripción:

Según A. H. Marshall, la eficiencia lateral LF (“Lateral energy Fraction”) se define como la relación entre la energía que llega lateralmente a un oyente dentro de los primeros 80 ms desde la llegada del sonido directo (se excluye el sonido directo) y la energía recibida en todas direcciones en dicho intervalo de tiempo:

$$LF = \frac{\int_{0,005}^{0,08} p^2(t) \cos^2\theta dt}{\int_0^{0,08} p^2(t) dt} \quad [1]$$

Normalmente se utiliza el valor obtenido como promedio de los valores correspondientes a las bandas desde 125 Hz a 1 kHz para generar el parámetro LFE4 para valorar las salas y la fórmula es la siguiente:

$$LFE_4 = \frac{LF(125 \text{ Hz}) + LF(250 \text{ Hz}) + LF(500 \text{ Hz}) + LF(1 \text{ kHz})}{4} \quad [1]$$

### Análisis:

En la siguiente tabla, se expresan las frecuencias obtenidas para poder realizar el cálculo de LFE4. Según Marshall el valor para una sala vacía de LFE4 debe ser menor a 19%. A manera de estudio se presentan dos tablas comparando el LFE4 con sala totalmente ocupada así como sala vacía.

**Tabla 5-41 Parámetros utilizados según Marshall para todo tipo de salas**

Tipo de uso	LFE <sub>4</sub>	Valoración
Todo tipo de Sala	30 - 100	Excelente
	19 - 30	Bueno
	15 - 19	Aceptable
	0 -15	Inadecuado

**Tabla 5-42 Estudio de sala vacía para los valores de LFE4 valorando para todos los tipos de salas en los diferentes receptores utilizados en la sala con numeración del 1 -18 y su promedio respectivamente.**

SALA VACIA							
LF	125	250	500	1k	Hz	LFE4 (125hz-250hz-500hz-1000hz)	Valoracion Marshall Sala Conciertos
1	10.08	12.57	11.28	7.95	%	10.47	Inadecuado
2	6.44	20.26	19.3	10.82	%	14.21	Inadecuado
3	15.77	19.16	14.87	25.9	%	18.93	Aceptable
4	11.27	13.22	18.9	12.09	%	13.87	Inadecuado
5	8.66	20.17	17.03	24.83	%	17.67	Aceptable
6	11.43	26.72	8.92	13.09	%	15.04	Aceptable
7	4.92	21.93	28.43	18.99	%	18.57	Aceptable
8	26.08	35.74	17.68	30.93	%	27.61	Bueno
9	15.91	11.59	12.12	14.2	%	13.46	Inadecuado
10	15.52	30.64	13.88	12.9	%	18.24	Aceptable
11	32.13	18.32	20.14	20.31	%	22.73	Bueno
12	5.26	3.8	9.19	8.91	%	6.79	Inadecuado
13	14.41	30.88	34.97	28.93	%	27.30	Bueno
14	15.62	19.68	15.09	13.34	%	15.93	Aceptable
15	15.29	21.64	20.45	27.76	%	21.29	Bueno
16	14	26.25	11.5	19.24	%	17.75	Aceptable
17	21.49	19.9	23.98	29.11	%	23.62	Bueno
18	5.49	4.97	6.36	10.57	%	6.85	Inadecuado
						17.24	Aceptable

**Tabla 5-43 Estudio de sala ocupada (público de pie) para los valores de LFE4 valorando para todos los tipos de salas en los diferentes receptores utilizados en la sala con numeración del 1 -18 y su promedio respectivamente.**

SALA OCUPADA (Público de pie)							
LF	125	250	500	1k	Hz	LFE4 (125hz-250hz-500hz-1000hz)	Valoracion Marshall Sala Conciertos
1	14.16	8.52	8.13	7.8	%	9.65	Inadecuado
2	9.02	12.67	12.8	13.12	%	11.90	Inadecuado



3	16.1	25.63	23.72	22.27	%	21.93	Bueno
4	13.48	17.79	13.88	14.9	%	15.01	Aceptable
5	12.5	31.16	26.93	36.09	%	26.67	Bueno
6	16.9	19.69	9.54	24.46	%	17.65	Aceptable
7	7.37	13.58	23.38	19.46	%	15.95	Aceptable
8	30.71	53.48	29.71	17.22	%	32.78	Excelente
9	24.04	11.79	16.8	19.11	%	17.94	Aceptable
10	16.54	19.56	15.37	15.65	%	16.78	Aceptable
11	18.2	20.38	25.45	20.6	%	21.16	Bueno
12	7.32	5.58	10.16	17.76	%	10.21	Inadecuado
13	20.81	27.3	21.38	30.5	%	25.00	Bueno
14	24.9	17.47	14.59	8.69	%	16.41	Aceptable
15	21.66	24.52	19.54	23.48	%	22.30	Bueno
16	17.06	19.59	11.2	18.67	%	16.63	Aceptable
17	15.8	28.88	25.73	24.01	%	23.61	Bueno
18	4.65	6.96	15.51	11.76	%	9.72	Inadecuado
						18.40	Aceptable

**Tabla 5-44 Estudio de sala ocupada (público de sentado) para los valores de LFE4 valorando para todos los tipos de salas en los diferentes receptores utilizados en la sala con numeración del 1 -18 y su promedio respectivamente.**

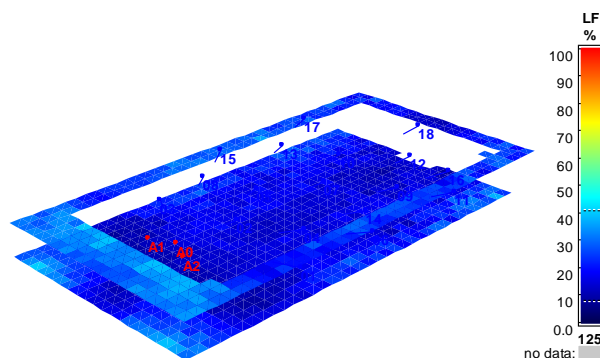
Sala Ocupada (Público sentado)							
LF	125	250	500	1k	Hz	LFE4 (125hz-250hz-500hz-1000hz)	Valoracion Marshall Sala Conciertos
1	7.74	10.51	7.38	9.27	%	8.73	Inadecuado
2	10.19	23.17	16.14	12.94	%	15.61	Aceptable
3	24.39	21.04	20.44	26.04	%	22.98	Bueno
4	14.68	23.72	13.54	15.76	%	16.93	Aceptable
5	19.8	38.72	22.43	18.82	%	24.94	Bueno
6	14.28	33.35	9.49	15.58	%	18.18	Aceptable
7	6.65	16.66	17.35	17.25	%	14.48	Inadecuado
8	22.51	28.15	17.7	26.92	%	23.82	Bueno
9	33.54	21.69	21.29	14.23	%	22.69	Bueno
10	14.63	17.95	13.18	10.96	%	14.18	Inadecuado
11	19.93	29.07	24.45	20.27	%	23.43	Bueno
12	3.77	3.84	11.22	17.24	%	9.02	Inadecuado

13	20.74	21.67	27.84	34.12	%	26.09	Bueno
14	26.47	18.5	5.04	14.68	%	16.17	Aceptable
15	21.69	34.54	22.87	30.48	%	27.40	Bueno
16	26.79	26.65	24.56	26.63	%	26.16	Bueno
17	13.77	21.87	21.83	37.61	%	23.77	Bueno
18	5.95	9.94	5.88	13.73	%	8.88	Inadecuado
						19.08	Bueno

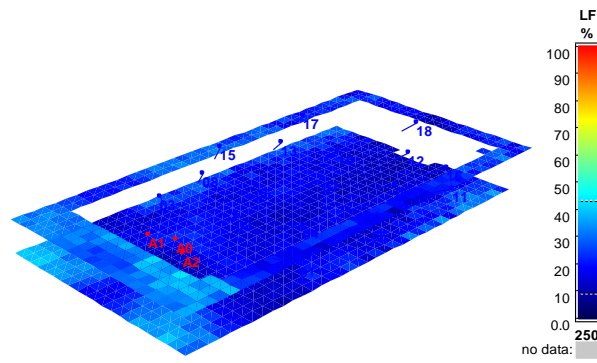
A manera de resumen, se da por entendido que a más elevado el valor obtenido de eficiencia lateral, mas será la amplitud de la fuente sonora y el grado de espacialidad del sonido.

En las tablas se puede ver que se tiene un valor aceptable de eficiencia lateral analizando la sala vacía y la sala en su totalidad ocupada. Se puede comprobar que con el parámetro 18.40 está muy cercano a la calificación de Buena.

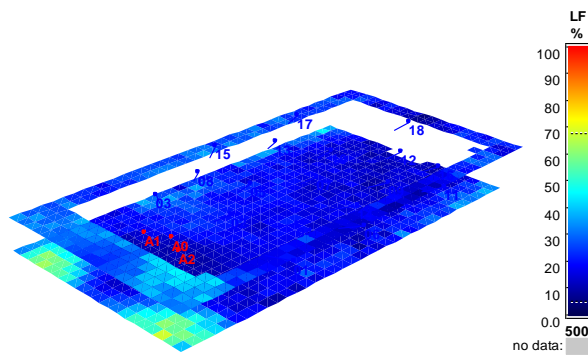
Mapas de valores para el estudio LF(sala vacía) para las frecuencias de 125 Hz, 250 Hz, 500 Hz y 1000 Hz



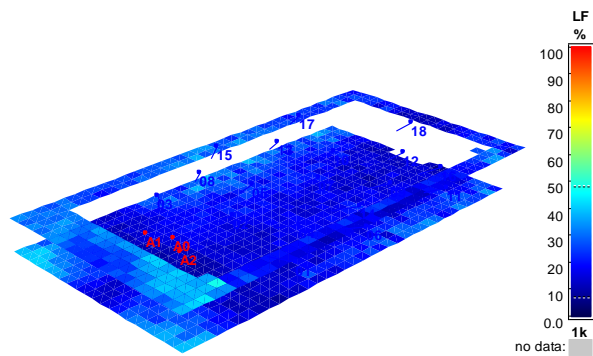
**Imagen 5-44 125 Hz – LFE4 (Sala vacía)**



**Imagen 5-45 - 250 Hz – LFE4 (Sala vacía)**

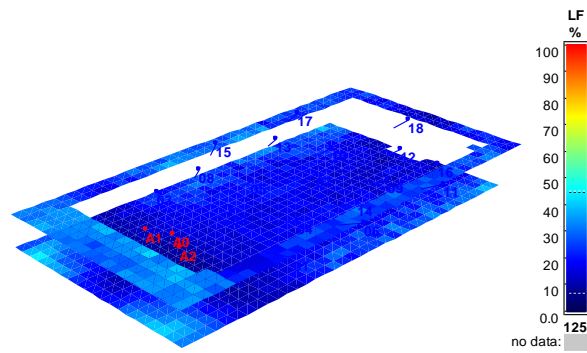


**Imagen 5-46 - 500 Hz – LFE4 (Sala vacía)**

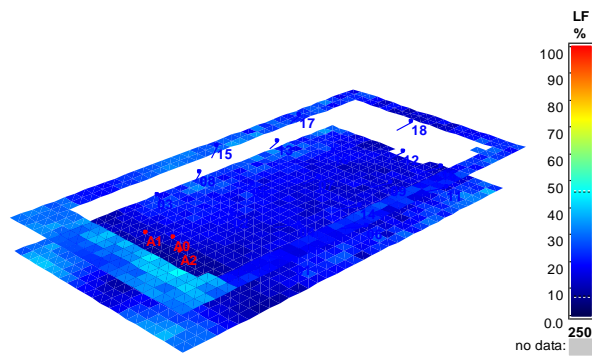


**Imagen 5-47 - 1000 Hz – LFE4(Sala vacía)**

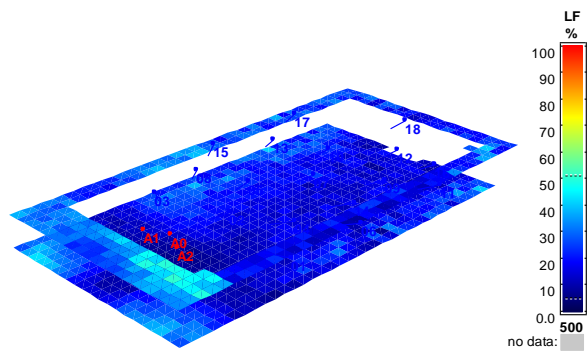
Mapas de valores para el estudio LF (sala ocupada público de pie) para las frecuencias de 125 Hz, 250 Hz, 500 Hz y 1000 Hz



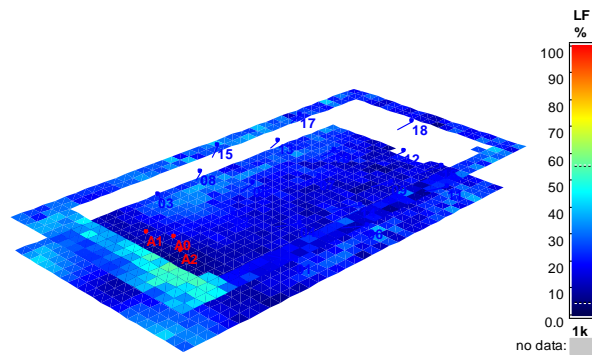
**Imagen 5-48 - 125 Hz – LFE4 (Sala ocupada público de pie)**



**Imagen 5-49 - 250 Hz – LFE4 (Sala ocupada público de pie)**

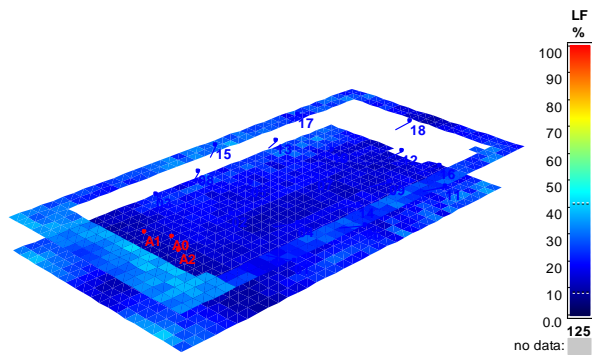


**Imagen 5-50 - 500 Hz – LFE4 (Sala ocupada público de pie)**

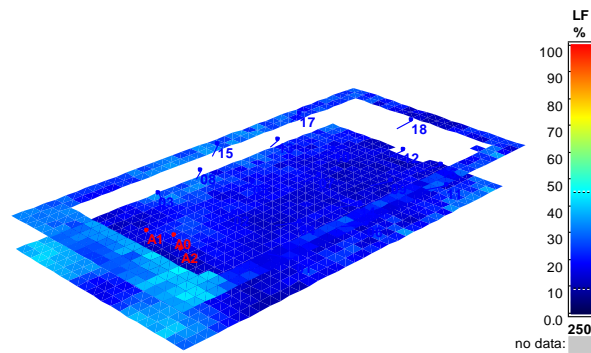


**Imagen 5-51 - 1000 Hz – LFE4 (Sala ocupada público de pie)**

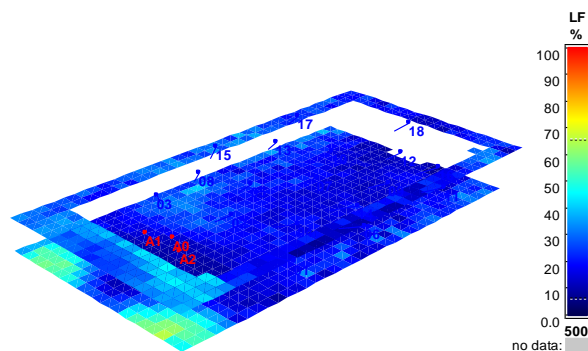
Mapas de valores para el estudio LF (sala ocupada público sentado) para las frecuencias de 125 Hz, 250 Hz, 500 Hz y 1000 Hz



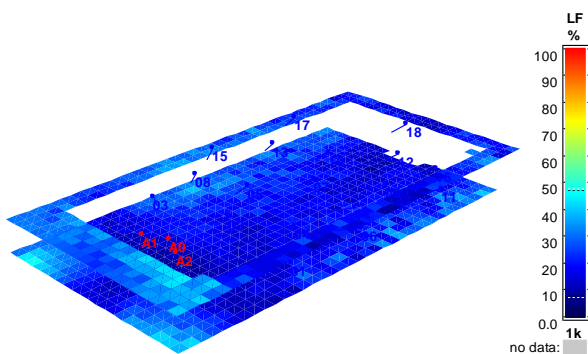
**Imagen 5-52 - 125 Hz – LFE4 (Sala ocupada público sentado)**



**Imagen 5-53 - 250 Hz – LFE4 (Sala ocupada público sentado)**



**Imagen 5-54 - 500 Hz – LFE4 (Sala ocupada público sentado)**



**Imagen 5-55 - 1000 Hz – LFE4 (Sala ocupada público sentado)**

### 5.2.10.2 Resultados

A manera de resumen, se da por entendido que a más elevado el valor obtenido de eficiencia lateral, mas será la amplitud de la fuente sonora y el grado de espacialidad del sonido.

En las tablas se puede ver que se tiene un valor aceptable de eficiencia lateral analizando la sala vacía y la sala en su totalidad ocupada. Se puede comprobar que con el parámetro 18.40 está muy cercano a la calificación de Buena.

En la parte posterior del escenario se puede demostrar que los niveles de LF aumentan drásticamente, pero en toda el área tiene unos valores hasta cierto

punto monótonos. En los mapeos se puede ver una repartición homogénea de la superficie. En todos los casos, la frecuencia de 500 Hz es la que tiene más variabilidad y su rango es mucho más amplio que en las otras frecuencias.

A manera de resumen se anexa la siguiente tabla expresando los resultados:

**Tabla 5-45 Valoración de Marshall para sala de conciertos**

Tipo de sala	$L_{FE4}$ (125hz- 250hz- 500hz- 1000hz)	Valoración Marshall Sala Conciertos
Sala vacía	17.24	Aceptable
Sala ocupada con público de pie	18.40	Aceptable
Sala ocupada con público sentado	19.08	Bueno

Se puede concluir que la presencia del nivel de absorción del público no influye en el resultado, debido a que tienen un margen de diferencia muy mínimo.

En los tres casos se puede definir que el valor  $L_{FE4}$  es entre aceptable y bueno.

## 5.2.11 Correlación cruzada interaural IACC

### 5.2.11.1 Descripción:

La correlación cruzada interaural IACC se define como la correlación entre los sonidos que llegan a ambos oídos, y es indicativa del grado de similitud existente entre las dos señales. Si son iguales, el IACC valdrá 1, mientras que si son señales aleatorias independientes, el IACC será 0. [2]

IACC<sub>E</sub> : La nomenclatura E va ligada con (Early) la cual corresponde a los primeros 80 ms desde la llegada del sonido directo

$$IACC_E = \max_{\tau} \frac{\int_{0,005}^{0,08} h_L(t) h_R(t + \tau) dt}{\left( \int_{0,005}^{0,08} h_L^2(t) dt \int_{0,005}^{0,08} h_R^2(t) dt \right)^{1/2}} \quad (\text{para } |\tau| \leq 1 \text{ ms})$$

IACC<sub>L</sub> : La nomenclatura L va ligada con (Late) la cual corresponde a los 80 ms después de la llegada del sonido directo hasta 1 segundo.

$$IACC_L = \max_{\tau} \frac{\int_{0,08}^1 h_L(t) h_R(t + \tau) dt}{\left( \int_{0,08}^1 h_L^2(t) dt \int_{0,08}^1 h_R^2(t) dt \right)^{1/2}} \quad (\text{para } |\tau| \leq 1 \text{ ms})$$

Según estudios y experimentos de laboratorio, se llegó a la conclusión de que los valores más representativos del IACC son las frecuencias entre los 500 Hz, 1000 Hz y 2000 Hz, por lo que se realiza un promedio aritmético para obtener el parámetro a utilizar del IACC, el cual lleva un prefijo de 3, significando que es un promedio de las 3 frecuencias tomadas en cuenta. El parámetro tiene la abreviación siguiente: IACC<sub>E3</sub>

$$IACC_{E3} = \frac{IACC_E(500 \text{ Hz}) + IACC_E(1 \text{ kHz}) + IACC_E(2 \text{ kHz})}{3}$$

$$IACC_{L3} = \frac{IACC_L(500 \text{ Hz}) + IACC_L(1 \text{ kHz}) + IACC_L(2 \text{ kHz})}{3}$$



Para realizar la medida se utiliza 1-IACCE<sub>3</sub> ya que un aumento del mismo significaría una mayor disimilitud entre ambas señales y una mayor amplitud aparente de la fuente sonora.

### 5.2.11.2 Análisis:

Beranek propone una tabla donde especifica los valores de 1-IACCE<sub>3</sub> y les da unas categorías.

**Tabla 5-46 Correspondencia entre los valores medios del parámetro (1-IACCE<sub>3</sub>) y la categoría de las salas desde el punto de vista acústico de Beranek. [2]**

1-IACCE <sub>3</sub>	Categoría acústica de las salas según Beranek
0.66	Excelente
0.55	Muy Buena
0.41	Aceptable/Buena

A partir de esta tabla, se realizan los valores a utilizar, y como se explica que mientras más bajo sea el resultado de 1-IACCE<sub>3</sub>, baja la valoración por lo que se considera que un resultado inferior a 0.41 es Inadecuado.

De forma que no puede ser evaluado en forma de mapping, se presenta directamente de los receptores del proyecto y se genera un promedio. Tomando en cuenta los valores obtenidos por el CATT Acoustic, se procede a realizar el promedio de 1-IACCE<sub>3</sub> y su comparación con la tabla proporcionada anteriormente por Beranek.

**Tabla 5-47 Estudio de sala vacía para los valores de 1-IACCE<sub>3</sub> valorando para todos los tipos de salas en los diferentes receptores utilizados en la sala con numeración del 1 -18 y su promedio respectivamente.**

IACC	500	1k	2k	Hz	1-IACCE <sub>3</sub> (Early)	Valoración Beranek
1	0.74	0.65	0.75	BQI:	0.29	Inadecuado
2	0.58	0.62	0.63	BQI:	0.39	Inadecuado
3	0.74	0.26	0.56	BQI:	0.48	Aceptable
4	0.56	0.44	0.16	BQI:	0.61	Bueno

5	0.61	0.12	0.46	BQI:	0.6	Bueno
6	0.8	0.39	0.46	BQI:	0.45	Aceptable
7	0.42	0.19	0.39	BQI:	0.67	Excelente
8	0.69	0.43	0.41	BQI:	0.49	Aceptable
9	0.69	0.31	0.56	BQI:	0.48	Aceptable
10	0.64	0.36	0.36	BQI:	0.55	Aceptable
11	0.69	0.44	0.31	BQI:	0.52	Aceptable
12	0.78	0.6	0.55	BQI:	0.36	Inadecuado
13	0.42	0.18	0.48	BQI:	0.64	Bueno
14	0.7	0.41	0.57	BQI:	0.44	Aceptable
15	0.76	0.45	0.31	BQI:	0.49	Aceptable
16	0.69	0.23	0.35	BQI:	0.58	Bueno
17	0.59	0.2	0.37	BQI:	0.61	Bueno
18	0.83	0.45	0.54	BQI:	0.39	Inadecuado
					0.50	Aceptable

**Tabla 5-48 - Estudio de sala ocupada (con público de pie) para los valores de 1-IACCE3 valorando para todos los tipos de salas en los diferentes receptores utilizados en la sala con numeración del 1 -18 y su promedio respectivamente.**

Sala Ocupada						
IACC	500	1k	2k	Hz	1-IACCE3 (Early)	Valoración Beranek
1	0.78	0.68	0.73	BQI:	0.27	Inadecuado
2	0.69	0.63	0.54	BQI:	0.38	Inadecuado
3	0.46	0.24	0.52	BQI:	0.59	Bueno
4	0.61	0.52	0.34	BQI:	0.51	Aceptable
5	0.59	0.18	0.44	BQI:	0.6	Bueno
6	0.74	0.31	0.36	BQI:	0.53	Aceptable
7	0.48	0.33	0.4	BQI:	0.6	Bueno
8	0.3	0.2	0.42	BQI:	0.69	Excelente
9	0.63	0.26	0.62	BQI:	0.5	Aceptable
10	0.6	0.28	0.3	BQI:	0.61	Bueno
11	0.53	0.29	0.33	BQI:	0.62	Bueno
12	0.8	0.5	0.8	BQI:	0.3	Inadecuado
13	0.38	0.25	0.33	BQI:	0.68	Excelente
14	0.66	0.57	0.62	BQI:	0.38	Inadecuado
15	0.69	0.33	0.57	BQI:	0.47	Aceptable
16	0.72	0.35	0.45	BQI:	0.49	Aceptable
17	0.45	0.19	0.36	BQI:	0.67	Excelente
18	0.64	0.35	0.56	BQI:	0.48	Aceptable

0.52	Aceptable
------	-----------

**Tabla 5-49 Estudio de sala ocupada (con público sentado) para los valores de 1-IACCE3 valorando para todos los tipos de salas en los diferentes receptores utilizados en la sala con numeración del 1 -18 y su promedio respectivamente.**

Sala Ocupada (Personas sentadas)						
IACC	500	1k	2k	Hz	1-IACCE3 (Early)	Valoración Beranek
1	0.81	0.62	0.75	BQI:	0.27	Inadecuado
2	0.62	0.6	0.57	BQI:	0.41	Inadecuado
3	0.63	0.23	0.57	BQI:	0.52	Aceptable
4	0.59	0.44	0.2	BQI:	0.59	Bueno
5	0.44	0.38	0.52	BQI:	0.56	Bueno
6	0.74	0.39	0.35	BQI:	0.51	Aceptable
7	0.68	0.26	0.41	BQI:	0.55	Aceptable
8	0.52	0.3	0.41	BQI:	0.59	Bueno
9	0.52	0.41	0.57	BQI:	0.5	Aceptable
10	0.65	0.42	0.29	BQI:	0.55	Aceptable
11	0.53	0.4	0.27	BQI:	0.6	Bueno
12	0.71	0.39	0.64	BQI:	0.42	Aceptable
13	0.31	0.17	0.48	BQI:	0.68	Excelente
14	0.86	0.33	0.67	BQI:	0.38	Inadecuado
15	0.8	0.38	0.32	BQI:	0.5	Aceptable
16	0.44	0.16	0.38	BQI:	0.67	Excelente
17	0.5	0.2	0.37	BQI:	0.64	Bueno
18	0.83	0.32	0.58	BQI:	0.42	Aceptable
					0.52	Aceptable

### 5.2.11.3 Resultados

Se puede llegar a la conclusión de que la sala tiene un valor de IACC aceptable, y al igual que en el caso del valor de LF, no es afectado por la presencia del público ni por la absorción del mismo ya que los resultados obtenidos no tienen mucha variación.

A manera de resultados, se anexa la siguiente tabla con la valoración de Beranek como promedio de todos los 18 receptores.

Tipo de sala	1-IACC <sub>E3</sub> (Early)	Valoración Beranek
Sala vacía	0.50	Aceptable
Sala ocupada con público de pie	0.52	Aceptable
Sala ocupada con público sentado	0.52	Aceptable

## 5.2.12 Índice de inteligibilidad (STI)

### 5.2.12.1 Descripción:

Los índices de inteligibilidad no son materia fundamental en una sala de conciertos, pero si en una sala de teatro. En realidad, la inteligibilidad para música no tiene que ser muy buena, mientras que para teatros es un requisito esencial. Para la ópera es un intermedio entre los dos valores. [2]

El índice de inteligibilidad, definido por STI de Lochner y Burger o al igual que el RASTI de Houtgast y Steeneken se obtienen como una función que depende del T, de la relación de la señal respecto al ruido en la sala y de los posibles ecos.[2]

Con el STI uno puede evaluar el grado de inteligibilidad de la palabra entre los valores del 0 a 1, como inteligibilidad nula siendo 0 e inteligibilidad máxima siendo 1.

Se utilizaron los valores de ruido de fondo obtenidos en la tabla de curvas de ruido de fondo, donde se utilizó el valor de la curva N-25

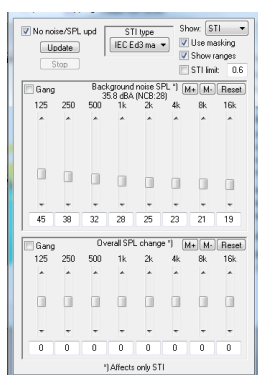


Imagen 5-56 Imagen de factor de N-25 utilizado como ruido de fondo para evaluar el STI en CATT Acoustic

Tabla 5-50 - Parámetros utilizados para valorar el STI

Tipo de uso	STI	Valoración
-------------	-----	------------

Todo tipo de Sala	0.75 < STI < 1	Excelente
	0.60 < STI < 0.75	Bueno
	0.45 < STI < 0.60	Aceptable
	0 < STI < 0.45	Inadecuado

**Tabla 5-51 Estudio de sala vacía para los valores de STI valorando para todos los tipos de salas en los diferentes receptores utilizados en la sala con numeración del 1 -18 y su promedio respectivamente.**

STI	125	250	500	1k	2k	4k	8k	Hz		Calificación CATT Acoustic	Calificación STI Arau
1	0.5	0.45	0.52	0.52	0.52	0.51	0.58	STI:	0.52	(FAIR)	Aceptable
2	0.59	0.47	0.42	0.51	0.51	0.5	0.56	STI:	0.5	(FAIR)	Aceptable
3	0.53	0.57	0.55	0.55	0.57	0.57	0.63	STI:	0.57	(FAIR)	Aceptable
4	0.48	0.47	0.44	0.52	0.49	0.48	0.54	STI:	0.49	(FAIR)	Aceptable
5	0.44	0.45	0.47	0.48	0.46	0.46	0.52	STI:	0.47	(FAIR)	Aceptable
6	0.52	0.49	0.45	0.45	0.46	0.43	0.5	STI:	0.46	(FAIR)	Aceptable
7	0.58	0.43	0.46	0.41	0.44	0.45	0.48	STI:	0.45	(POOR/FAIR)	Inadecuada
8	0.51	0.5	0.46	0.5	0.5	0.49	0.55	STI:	0.5	(FAIR)	Aceptable
9	0.39	0.39	0.44	0.43	0.38	0.4	0.47	STI:	0.41	(POOR)	Inadecuada
10	0.47	0.41	0.4	0.44	0.42	0.4	0.47	STI:	0.42	(POOR)	Inadecuada
11	0.42	0.43	0.42	0.45	0.45	0.42	0.48	STI:	0.44	(POOR)	Inadecuada
12	0.45	0.49	0.48	0.49	0.49	0.45	0.53	STI:	0.49	(FAIR)	Aceptable
13	0.48	0.47	0.43	0.45	0.48	0.44	0.48	STI:	0.46	(FAIR)	Aceptable
14	0.42	0.42	0.44	0.42	0.44	0.4	0.5	STI:	0.43	(POOR)	Inadecuada
15	0.44	0.41	0.46	0.42	0.45	0.44	0.52	STI:	0.45	(POOR/FAIR)	Inadecuada
16	0.37	0.42	0.41	0.42	0.39	0.41	0.48	STI:	0.42	(POOR)	Inadecuada
17	0.39	0.44	0.36	0.41	0.39	0.41	0.47	STI:	0.41	(POOR)	Inadecuada
18	0.5	0.41	0.49	0.53	0.45	0.44	0.53	STI:	0.48	(FAIR)	Aceptable
									0.47		Aceptable

Mapas de valores para el estudio STI (sala vacía) para todas las frecuencias y mapa de rastreo de valoración.

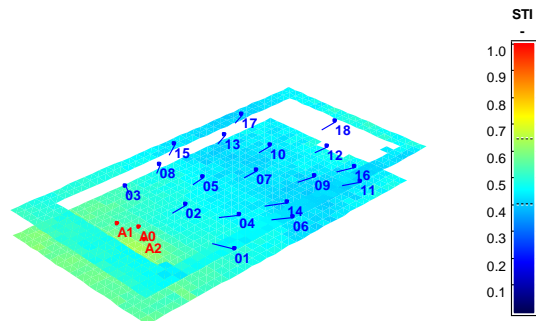


Imagen 5-57 - STI Sala vacía MAPEO

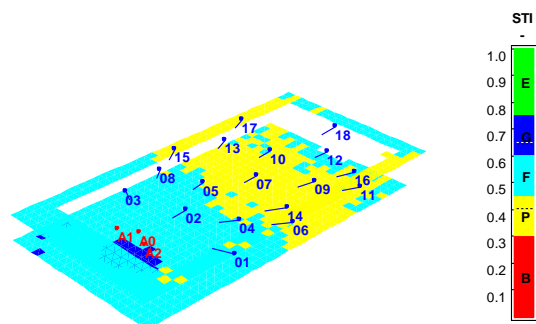


Imagen 5-58 - STI Sala vacía Valoración

Tabla 5-52 Estudio de sala ocupada (público de pie) para los valores de STI valorando para todos los tipos de salas en los diferentes receptores utilizados en la sala con numeración del 1 -18 y su promedio respectivamente.

Sala Ocupada											
STI	125	250	500	1k	2k	4k	8k	Hz		Calificación CATT Acoustic	Calificación STI Arau
1	0.57	0.57	0.62	0.65	0.67	0.66	0.71	STI:	0.65	(GOOD)	Buena
2	0.69	0.58	0.7	0.72	0.7	0.71	0.75	STI:	0.71	(GOOD)	Buena
3	0.65	0.7	0.7	0.7	0.71	0.7	0.75	STI:	0.71	(GOOD)	Buena
4	0.58	0.58	0.65	0.73	0.68	0.69	0.72	STI:	0.68	(GOOD)	Buena
5	0.52	0.54	0.65	0.64	0.65	0.64	0.68	STI:	0.64	(GOOD)	Buena
6	0.57	0.53	0.6	0.63	0.58	0.59	0.63	STI:	0.6	(FAIR/GOOD)	Aceptable
7	0.57	0.58	0.57	0.6	0.61	0.61	0.65	STI:	0.6	(FAIR/GOOD)	Aceptable
8	0.63	0.58	0.62	0.63	0.66	0.64	0.69	STI:	0.64	(GOOD)	Buena
9	0.47	0.47	0.61	0.61	0.6	0.61	0.62	STI:	0.6	(FAIR/GOOD)	Aceptable
10	0.47	0.51	0.57	0.62	0.58	0.59	0.61	STI:	0.58	(FAIR)	Aceptable
11	0.48	0.51	0.61	0.62	0.6	0.61	0.58	STI:	0.6	(FAIR/GOOD)	Aceptable

12	0.57	0.61	0.62	0.72	0.69	0.61	0.65	STI:	0.66	(GOOD)	Buena
13	0.54	0.51	0.62	0.57	0.59	0.6	0.6	STI:	0.59	(FAIR)	Aceptable
14	0.48	0.51	0.65	0.58	0.63	0.59	0.61	STI:	0.61	(GOOD)	Buena
15	0.51	0.54	0.61	0.61	0.61	0.64	0.64	STI:	0.61	(GOOD)	Buena
16	0.48	0.57	0.58	0.56	0.54	0.56	0.61	STI:	0.56	(FAIR)	Aceptable
17	0.5	0.54	0.59	0.61	0.59	0.58	0.61	STI:	0.59	(FAIR)	Aceptable
18	0.54	0.54	0.63	0.67	0.67	0.64	0.65	STI:	0.64	(GOOD)	Buena
									0.63		Buena

Mapas de valores para el estudio STI (sala ocupada con público de pie) para todas las frecuencias y mapa de rastreo de valoración.

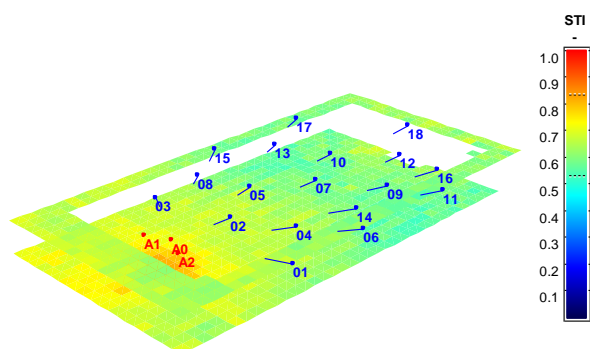


Imagen 5-59 STI Sala ocupada (Público de pie) MAPEO

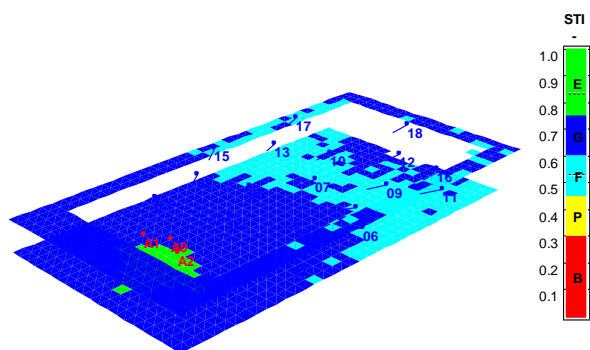


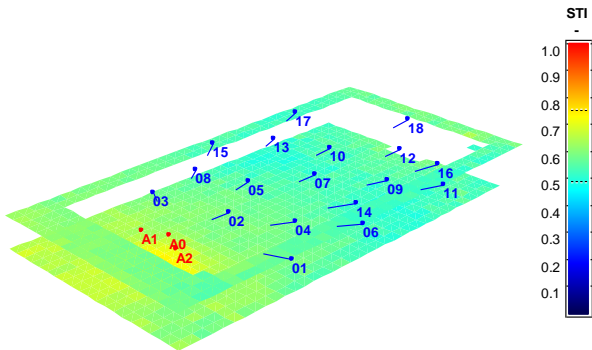
Imagen 5-60 STI Sala ocupada (Público de pie) Valoración



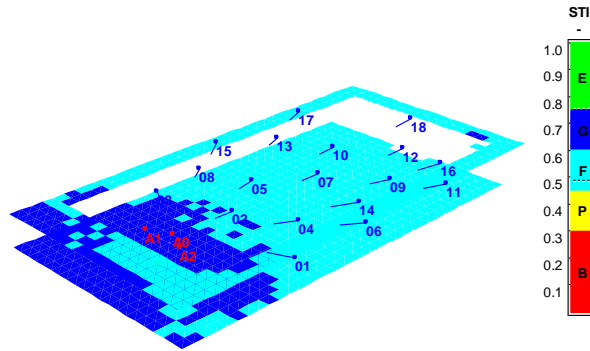
**Tabla 5-53 Estudio de sala ocupada (público sentado) para los valores de STI valorando para todos los tipos de salas en los diferentes receptores utilizados en la sala con numeración del 1 -18 y su promedio respectivamente.**

Sala Ocupada (Personas sentadas)											
STI	125	250	500	1k	2k	4k	8k	Hz		Calificación CATT Acoustic	Calificación STI Arau
1	0.57	0.58	0.58	0.64	0.6	0.6	0.67	STI:	0.61	(GOOD)	Buena
2	0.71	0.58	0.6	0.65	0.59	0.63	0.67	STI:	0.63	(GOOD)	Buena
3	0.65	0.67	0.66	0.66	0.64	0.66	0.7	STI:	0.66	(GOOD)	Buena
4	0.64	0.6	0.6	0.65	0.6	0.62	0.64	STI:	0.62	(GOOD)	Buena
5	0.59	0.57	0.61	0.59	0.58	0.59	0.63	STI:	0.59	(FAIR)	Aceptable
6	0.58	0.57	0.56	0.54	0.56	0.55	0.61	STI:	0.56	(FAIR)	Aceptable
7	0.58	0.53	0.59	0.52	0.54	0.54	0.61	STI:	0.55	(FAIR)	Aceptable
8	0.59	0.6	0.56	0.6	0.57	0.58	0.64	STI:	0.59	(FAIR)	Aceptable
9	0.54	0.51	0.52	0.54	0.52	0.53	0.58	STI:	0.53	(FAIR)	Aceptable
10	0.5	0.53	0.52	0.55	0.53	0.53	0.57	STI:	0.54	(FAIR)	Aceptable
11	0.49	0.49	0.55	0.55	0.52	0.51	0.56	STI:	0.53	(FAIR)	Aceptable
12	0.62	0.58	0.6	0.61	0.6	0.58	0.62	STI:	0.6	(FAIR/GOOD)	Aceptable
13	0.59	0.57	0.52	0.54	0.52	0.53	0.56	STI:	0.54	(FAIR)	Aceptable
14	0.49	0.49	0.55	0.54	0.53	0.51	0.58	STI:	0.54	(FAIR)	Aceptable
15	0.47	0.54	0.55	0.55	0.54	0.54	0.59	STI:	0.55	(FAIR)	Aceptable
16	0.45	0.5	0.56	0.5	0.51	0.52	0.57	STI:	0.52	(FAIR)	Aceptable
17	0.54	0.54	0.52	0.49	0.54	0.5	0.54	STI:	0.52	(FAIR)	Aceptable
18	0.59	0.59	0.56	0.57	0.56	0.58	0.61	STI:	0.57	(FAIR)	Aceptable
									0.57		Aceptable

Mapas de valores para el estudio STI (sala ocupada con público sentado) para todas las frecuencias y mapa de rastreo de valoración.



**Imagen 5-61 STI Sala ocupada (Público sentado) MAPEO**



**Imagen 5-62 STI Sala ocupada (Público sentado) Valoración**

### 5.2.12.2 Resultados

En general, la sala tiene buena inteligibilidad, y se pudo observar que el valor de STI va aumentado cuando aumenta el nivel de absorción en la sala por el público. Se ve claramente el caso de la sala vacía, donde existen parámetros que son valorados como “Poor” mientras que en las salas con público no se tiene esa valoración, sino que todas están valoradas como Aceptable o Buena.

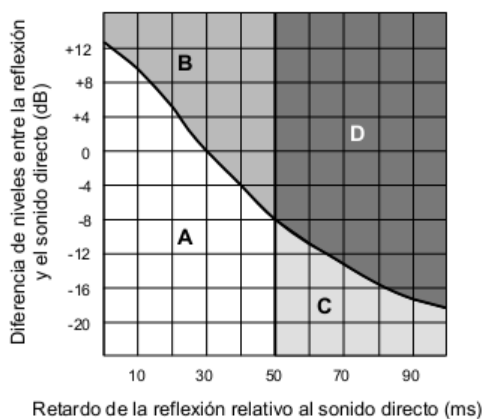
## 5.3 Ecogramas

### 5.3.1 Introducción

A continuación se anexa un estudio donde se realizará una valoración de los ecogramas para los receptores más significativos posicionados en la sala. El ecograma será realizado en las bandas de 4000 Hz. Los receptores que se utilizarán serán los siguientes: (02, 03, 07, 12)

### 5.3.2 Metodología

Para medir los probables ecos en los receptores, se utilizará la metodología presentada por Carrion, donde especifica una tabla con la relación entre sonido retardado e inteligibilidad de la palabra.



**Imagen 5-63 Relación entre sonido retardado e inteligibilidad de la palabra (zona características) [1]**

**Zona A** – La reflexión llega antes de los 50ms. El oído integra la reflexión y se produce un aumento de la inteligibilidad y de sonoridad.

**Zona B** - La reflexión llega antes de los 50 ms, si bien con un nivel relativo más elevado: el oído integra la reflexión, pero se produce un desplazamiento de la localización de la fuente sonora, generadora del sonido directo, hacia la superficie generadora de la reflexión (image shift).

**Zona C** - La reflexión llega después de los 50 ms: la reflexión no es perjudicial para la inteligibilidad debido a que su nivel relativo es suficientemente bajo.

Zona D - La reflexión llega después de los 50 ms, si bien con un nivel relativo más elevado: la reflexión es percibida como un eco y se produce una pérdida de inteligibilidad.

### 5.3.3 Análisis de receptor numero 1

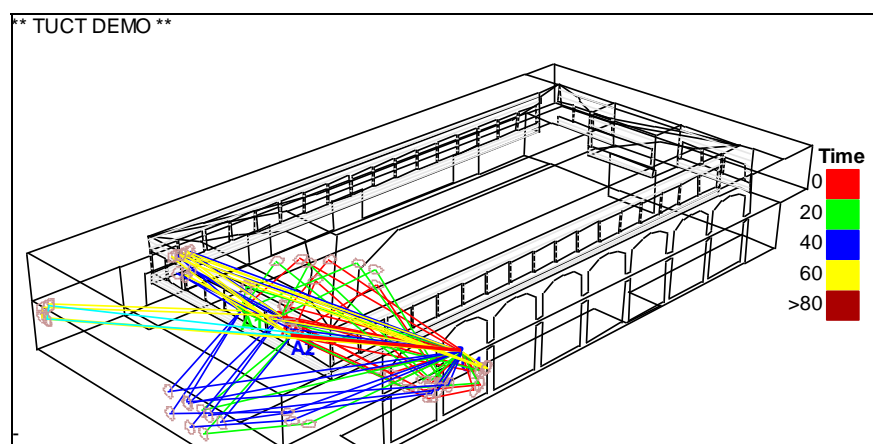


Imagen 5-64 Caminos de las ondas sonoras a 4000 Hz en el receptor #1

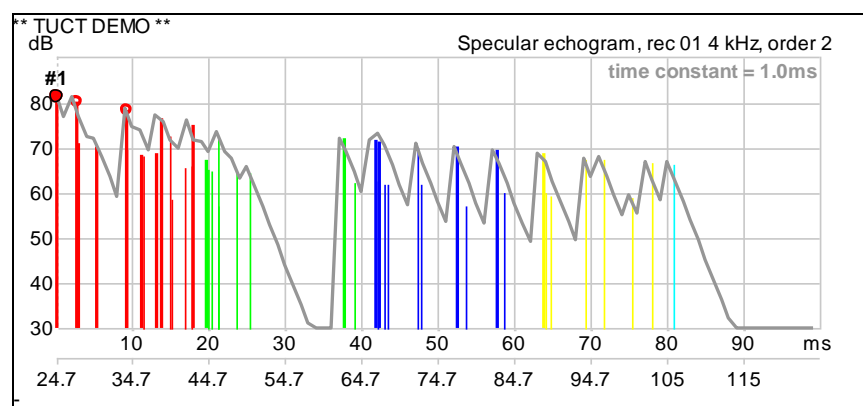


Imagen 5-65 Ecograma especular receptor #1

#### Análisis:

Se ve una primera reflexión significativa a los 40 ms y tiene un nivel de presión sonora de 8 dB menor a la primera reflexión. Esta primera reflexión entra como la zona A, mejorando la inteligibilidad y sonoridad. Después de los 40 ms se puede ver las reflexiones que forman un eco flotante, el cual es generado debido a que el receptor se encuentra posicionado cerca de una pared y cerca de la fuente.

### 5.3.4 Análisis de receptor numero 2

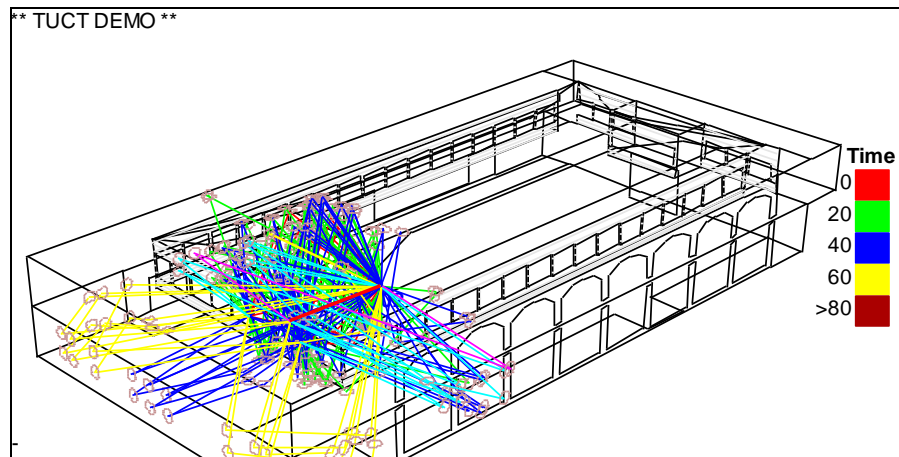


Imagen 5-66 Caminos de las ondas sonoras a 4000 Hz en el receptor #2

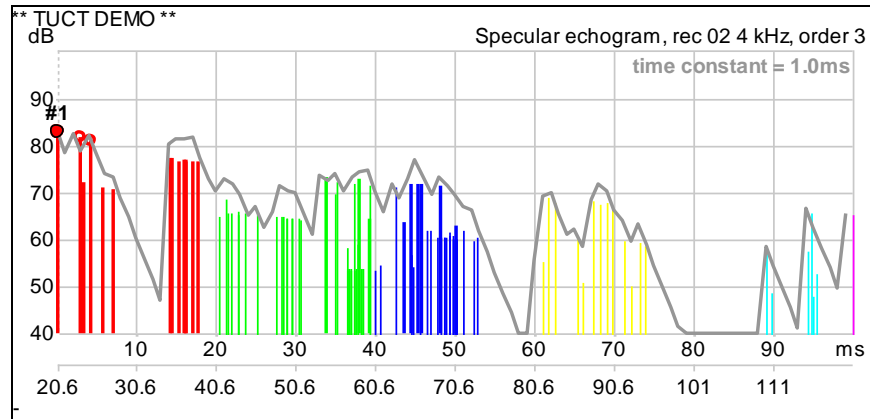


Imagen 5-67 Ecograma especular receptor #2

#### Análisis:

Se puede ver en el ecograma realizado como existe a los 20 ms después del sonido directo. Esta primera reflexión es integrada por el oído como un sonido único. La reflexión que llega a los 60 ms es desfavorable. Esta reflexión, que aparece después de los 60 ms del sonido directo tiene un nivel de 70 dB el cual el oído no lo puede integrar como un sonido único. Esto no ayuda a la inteligibilidad. A los 90 ms llega una tercera reflexión que es de 60 dB, 20 dB menor a la primera reflexión y es percibido como un eco.

### 5.3.5 Análisis de receptor numero 3

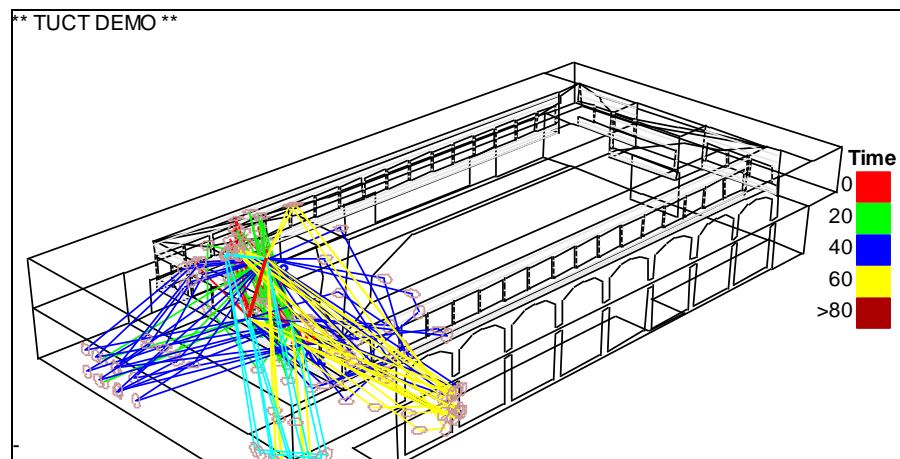


Imagen 5-68 Caminos de las ondas sonoras a 4000 Hz en el receptor #3

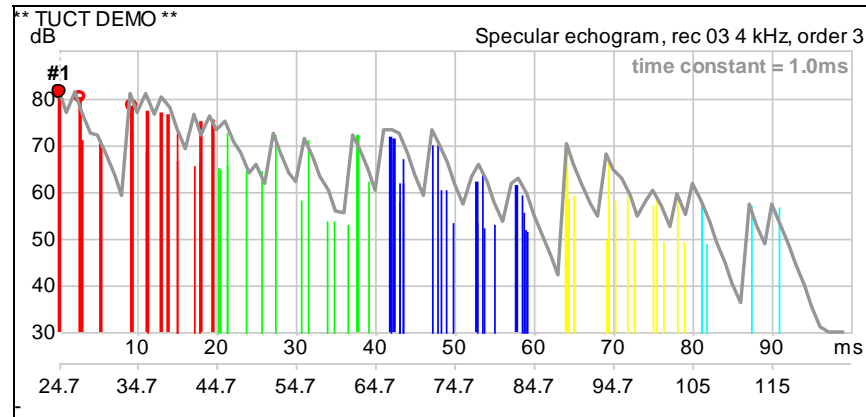


Imagen 5-69 Ecograma especular receptor #3

#### Análisis:

El receptor numero 3 tiene unas reflexiones más integradas que el receptor número 2. Pero al analizar el ecograma se puede ver que se tiene a tener una tendencia a un eco flotante debido a la cercanía y ubicación a las paredes laterales, y cerca de la fuente de sonido.

### 5.3.6 Análisis de receptor numero 7

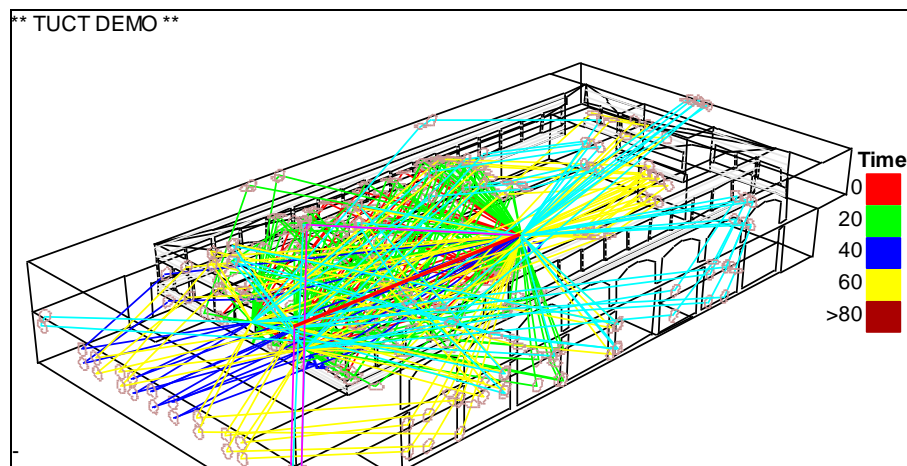


Imagen 5-70 Caminos de las ondas sonoras a 4000 Hz en el receptor #7

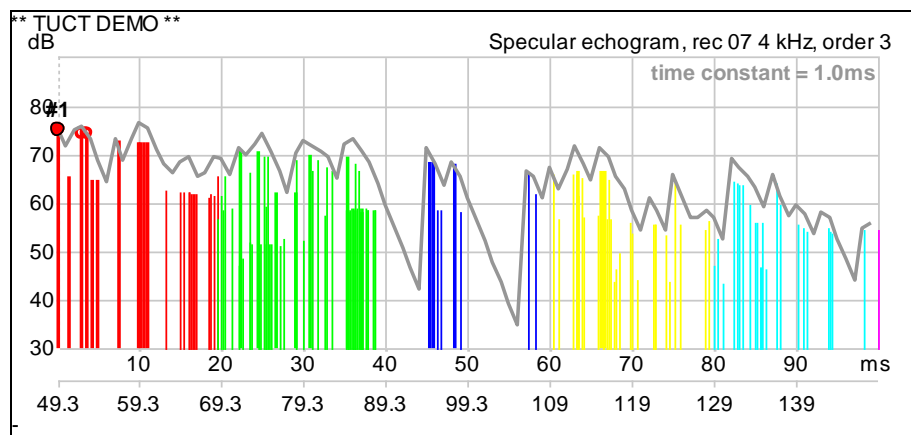


Imagen 5-71 Ecograma especular receptor #7

#### Análisis:

En el receptor número 7 se pueden analizar dos reflexiones que influyen el oído humano. La primera es antes de los 50ms por lo que no existe problema alguno con la integración del sonido como uno mismo. La segunda reflexión llega con un nivel de presión sonora igual a la primera reflexión, pero llega después de los 60 ms del sonido directo. Esto puede ser representado como un eco tardío, el cual puede ser enmascarado por la cercanía de la primera reflexión.

### 5.3.7 Análisis de receptor numero 12

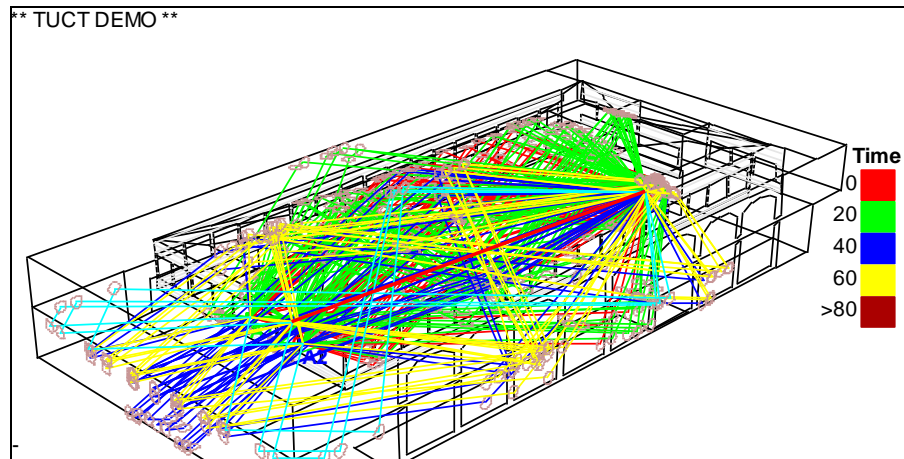


Imagen 5-72 Caminos de las ondas sonoras a 4000 Hz en el receptor #12

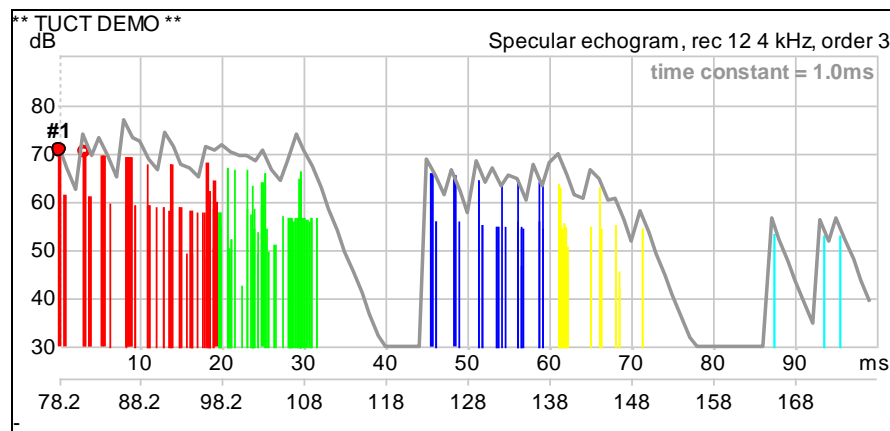


Imagen 5-73 Ecograma especular receptor #12

En el receptor número 12 tiene una primera reflexión que llega a los 48 ms, pero se puede detectar un problema debido a la separación que existe con la última reflexión es muy lejana ya que llega 20ms antes. Después se puede ver una tercera recepción, pero la presión sonora es menor de 14 dB por lo que no es significativo al oído humano.



## 5.4 Resumen de resultados de parámetros

A continuación se presenta una tabla con los resultados obtenidos por los diferentes modelos de audiencia y su valoración para los diferentes usos. Esta tabla servirá como guía para dar una valoración final a cada espacio.

**Tabla 5-54 Resumen de valores de los diferentes tipos de audiencia para RTmid, BR y Br**

Sala	Tipo de uso	Rtmid		BR		Br	
		Promedio	Valoración	Promedio	Valoración	Promedio	Valoración
Sala Vacía	Sala de concierto	1.97	Bueno	1.06	Inadecuado	1.06	Bueno
	Sala de Teatro	1.97	Inadecuado	1.06	Bueno	1.06	Bueno
	Sala de Opera	1.97	Inadecuado	1.06	Inadecuado	1.06	Bueno
Sala Ocupada (Público de pie)	Sala de concierto	0.84	Inadecuado	1.58	Inadecuado	0.97	Bueno
	Sala de Teatro	0.84	Bueno	1.58	Inadecuado	0.97	Bueno
	Sala de Opera	0.84	Inadecuado	1.58	Inadecuado	0.97	Bueno
Sala Ocupada (Público sentado)	Sala de concierto	1.15	Inadecuado	1.06	Inadecuado	0.98	Bueno
	Sala de Teatro	1.15	Bueno	1.06	Bueno	0.98	Bueno
	Sala de Opera	1.15	Aceptable	1.06	Inadecuado	0.98	Bueno

**Tabla 5-55 Resumen de valores de los diferentes tipos de audiencia para D-50, C-50, C-80, EDT**

		D - 50		C - 50		C - 80		EDT	
Sala	Tipo de uso	Promedio	Valoración	Promedio	Valoración	Promedio	Valoración	Promedio	Valoración
Sala Vacía	Sala de concierto	33.81	Excelente	x	x	-0.41	Bueno	2.22	Inadecuado
	Sala de Teatro	33.81	Inadecuado	x	x	-0.41	Inadecuado	2.22	Inadecuado
	Sala de Opera	33.81	Inadecuado	x	x	-0.41	Inadecuado	2.22	Inadecuado
Sala Ocupada (Público de pie)	Sala de concierto	60.73	Inadecuado	x	x	5.19	Inadecuado	0.87	Inadecuado
	Sala de Teatro	60.73	Aceptable	1.99	Aceptable	5.19	Inadecuado	0.87	Inadecuado
	Sala de Opera	60.73	Excelente	x	x	5.19	Bueno	0.87	Bueno
Sala Ocupada (Público sentado)	Sala de concierto	50.71	Aceptable	x	x	2.98	Bueno	1.24	Inadecuado
	Sala de Teatro	50.71	Inadecuado	0.04	Inadecuado	2.98	Inadecuado	1.24	Inadecuado
	Sala de Opera	50.71	Excelente	x	x	2.98	Bueno	1.24	Inadecuado

**Tabla 5-56 Resumen de valores de los diferentes tipos de audiencia para LF, IACC, STI**

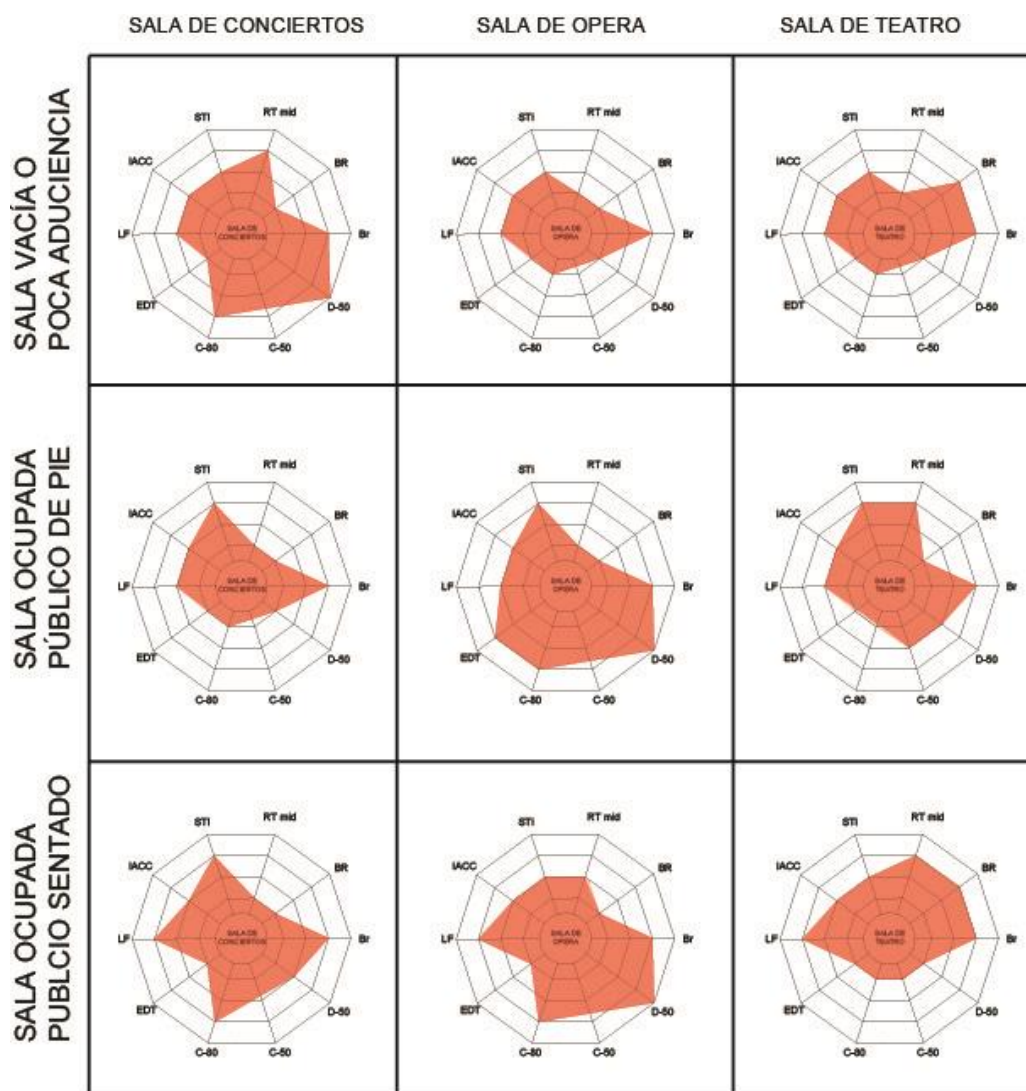
		LF		IACC		STI	
Sala	Tipo de uso	Promedio	Valoración	Promedio	Valoración	Promedio	Valoración
Sala Vacía	Sala de concierto	17.24	Aceptable	0.5	Aceptable	0.47	Aceptable
	Sala de Teatro		Aceptable	0.5	Aceptable	0.47	Aceptable
	Sala de Opera		Aceptable	0.5		0.47	Aceptable

Sala Ocupada (Público de pie)	Sala de concierto	18.4	Aceptable	0.52	Aceptable	0.63	Bueno
	Sala de Teatro	x	Aceptable	0.52	Aceptable	0.63	Bueno
	Sala de Opera	x	Aceptable	0.52	Aceptable	0.63	Bueno

Sala Ocupada (Público sentado)	Sala de concierto	19.08	Bueno	0.52	Aceptable	0.57	Aceptable
	Sala de Teatro	x	Bueno	0.52	Aceptable	0.57	Aceptable
	Sala de Opera	x	Bueno	0.52	Aceptable	0.57	Aceptable

A manera de representación gráfica, se procede a realizar unos esquemas comparativos con los resultados obtenidos en el estudio de parámetros acústicos y representan los valores obtenidos.

En este esquema, se grafían los diferentes parámetros con su valoración obtenida en el estudio, la cual está representada por inadecuada, aceptable, buena y excelente.



Se puede deducir que la sala tiene un coeficiente aceptable para una sala de conciertos, solo si se tiene un nivel de personas reducido en el público. Cuando se tiene una densidad de personas alta en el espacio, la sala es funcionalmente adecuada para conciertos de tipo ópera. Para la sala con una ocupación de público sentado, existe una tendencia a ser más útil para salas de uso de teatro.

# 6 ANÁLISIS ELECTRO ACÚSTICO DEL RECINTO

## 6.1 Introducción

Cuando se trata de valorar una sala por sus cualidades acústicas, normalmente existen parámetros especificados por autores los cuales referencian si una sala tiene una adecuada acústica para algún tipo de representación. Todos los autores hacen referencia a salas que no se encuentran amplificadas por sistemas de sonido.

En el caso de las salas de música amplificada, no existe mucha información al respecto, debido a que los locales que van a ser equipados de sistemas suponen que dichos sistemas son siempre capaces de solventar las posibles imperfecciones de la acústica arquitectónica del recinto. [11]

La técnica electroacústica consigue en muchos casos acomodarse a la topografía del lugar donde se instala, y muchos son los logros en este aspecto: retardadores para los altavoces secundarios en conciertos, ecualización de las frecuencias propias de resonancia, etc. Se puede incluso añadir reverberación donde no la hay., pero ¿Cómo quitar la que sobra? [11]

Sobre estas preguntas, realizadas por Daumal, catedrático de la UPC, nos hace buscar a fondo un parámetro adecuado de reverberación para las salas de música amplificada. Entre la información disponible, existe un artículo que propone los tiempos de reverberación adecuados para salas de conciertos amplificados de rock y pop realizado por Niels Verner Adelman, Eric R. Thompson y Anders C.Gade en el cual utilizan una metodología similar al estudio realizado por Barron para clasificar la acústica de salas de concierto y ópera.

El estudio lleva a unas conclusiones interesantes y unos parámetros que utilizaremos para comparar la sala “La Paloma”.

## **6.2 Caso de Estudio**

### **6.2.1 Introducción**

En el caso de Dinamarca, se realizó una encuesta donde se contabilizaron más de 12,500 conciertos en vivo durante el 2004 con una audiencia aproximada de 2 millones de espectadores (Con tendencia a incrementar en los últimos años). Durante el mismo periodo de tiempo la Danish Arts Agency (Kunststyrelsen) estimó que hubo un promedio de 2000 conciertos de música clásica en Dinamarca. Es curioso viendo la cantidad de conciertos de música amplificada que no exista mucha información al respecto de una buena acústica en la sala. [rock pop]

Entre la poca información disponible, Barron informa que un espacio altamente absorbente es recomendado para las salas de música amplificada y recomienda un tiempo de reverberación menor a 1 segundo pero no tiene ningún respaldo científico de su afirmación.

### **6.2.2 Género Musical**

Hablar de música de genero popular, puede abarcar muchos diferentes tipos, incluyendo el rock, pop, jazz, punk y country entre otros. En el estudio analizado, se simplifican a dos géneros como rock y pop, pero para manera de entendimiento con el proyecto se habla solo de música amplificada.

### **6.2.3 Instrumentación y fuente de sonido**

A diferencia de los músicos de conciertos, donde usualmente los instrumentos de orquesta dependen de la acústica del espacio para transmitir el sonido, difiere en la cantidad de instrumentos utilizados por un grupo de música popular o rock. Un conjunto de rock normalmente utiliza un bajo y guitarra amplificado y/o acústico, teclados y percusiones. Normalmente el sonido es

totalmente amplificado y es controlado por el ingeniero de audio, quien se encarga de realizar la mezcla correcta para transmitirla al público. El sonido que le llega a los espectadores normalmente es una mezcla del sistema amplificado y el sonido reverberante de la sala.

Normalmente los músicos necesitan escucharse mutuamente para poder tocar con un orden coherente, por lo que se utilizan los sistemas de monitores los cuales sirven para que el grupo escuche claramente lo que sus compañeros están tocando.

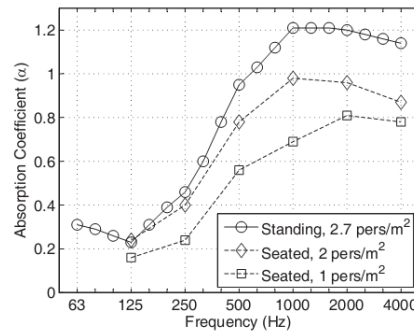
Este tipo de monitores se puede encontrar en dos tipos; Monitores de piso y monitores de oído. Normalmente los monitores de oído no crean “feedback” con los micrófonos, pero atenúan el sonido del recinto a los músicos.

#### **6.2.4 Audiencia**

La audiencia cumple un papel fundamental al momento de analizar las salas de música amplificada, ya que normalmente en el área principal la gente se encuentra de pie a diferencia de salas de concierto de música clásica o teatros, donde el público se encuentra sentado.

En promedio la densidad del público sentado ronda alrededor de 2 personas/m<sup>2</sup> mientras que en los conciertos de rock o de grupos amplificados la densidad incrementa en un 2.7 personas/m<sup>2</sup>. Esta diferencia afecta las características de absorción y el volumen de la sala.[pop y rock]

A continuación se presenta una gráfica de los coeficientes de absorción obtenidos a manera de analizar una sala de conciertos vacía y una llena, aprovechando el intermedio del espectáculo. [3]



**Imagen 6-1 Coeficiente de absorción para personas de pie y sentadas [3]**

A manera de resumen se utilizan los siguientes coeficientes de absorción para el estudio:

**Tabla 6-1 Coeficientes de absorción utilizados en el proyecto**

	Frecuencias					
	125	250	500	1k	2k	4k
Público Sentado	0.33	0.4	0.44	0.45	0.45	0.45
Público de Pie	0.2	0.4	0.8	0.95	0.93	0.87

## 6.2.5 Balance

Una de las diferencias entre las salas de música amplificada y las salas de conciertos es que en las amplificadas se tiene un balance de las frecuencias graves es entre 20 y 30 dB superior al de las salas de conciertos de música clásica, donde el balance es de 10 dB para las frecuencias graves.

## 6.2.6 Medidas objetivas

Para el análisis del estudio y de la calidad del interior de los recintos utilizados para música amplificada, el valor de Intimidad, y envoltura fueron excluidos debido a que las propiedades acústicas de la sala pueden ser influenciadas por los sistemas amplificados al momento de configurar los altavoces en un concierto. Otro valor que tiene importancia es el contacto con la audiencia, ya que puede influenciar la valoración de la sala para los músicos. [3]



Las medidas objetivas utilizadas fueron realizadas en espacios que no estaban ocupados e incluían el tiempo de reverberación, EDT y D50.

## 6.2.7 Resultados del estudio:

Como resultado de encuesta y medición a músicos e ingenieros de audio se presenta una tabla de las 20 salas medidas:

**Tabla 6-2 Detalle de 20 salas de concierto amplificado en Dinamarca con las medidas y las valoraciones.**

Name	Volume (m <sup>3</sup> )	Audience capacity	$T_{30,B}$ (s)	$T_{30,M/T}$ (s)	EDT (s)	$D_{50}$	BR	General ratings		
								Mus.	SEng.	Comb.
Rytmeposten	655	300	0.8	0.8	0.3	0.6	1.0	14	10	11
Lille Vega	785	500	0.5	0.7	0.4	0.7	0.7	1	6	3
Loppen	890	350	0.9	0.8	0.5	0.7	1.2	5	13	9
Skråen	1100	375	1.5	0.8	0.9	0.4	1.8	13	12	13
Paletten	1420	375	1.0	0.9	0.7	0.7	1.0	8	8	8
Stars	1440	400	0.6	0.6	0.3	0.8	0.9	1	1	4
Voxhall	1600	500	0.9	0.6	0.5	0.7	1.3	7	5	6
Sønderborghus	1600	420	1.2	1.0	0.8	0.6	1.3	20	18	19
Musikhuzet	2080	700	1.1	0.9	1.1	0.5	1.2	9	17	12
Godset	2150	700	0.7	0.8	0.5	0.6	0.8	6	4	5
Magasinet	2540	525	1.9	1.3	1.3	0.3	1.4	12	19	18
Pumpehuset	3000	600	1.2	1.1	1.0	0.6	0.9	16	15	15
Forbrændingen	3050	450	1.1	0.9	0.5	0.8	1.2	19	11	14
Train	3300	900	0.8	1.0	0.4	0.7	0.9	3	2	2
Slagelse	3800	700	1.8	1.6	1.0	0.5	1.1	17	20	20
Viften	3950	700	2.6	1.2	1.1	0.6	2.0	18	14	16
Amager Bio	4500	1000	1.2	1.0	0.8	0.6	1.1	4	9	7
Torvehallerne	5400	700	1.2	1.5	0.9	0.5	0.8	15	16	17
Store Vega	5800	1430	1.4	1.2	0.7	0.7	1.1	2	3	1
Tobakken	6500	1200	1.5	1.0	0.8	0.6	1.4	11	7	10

La tabla está organizada en orden del tamaño de las salas, dando como prioridad el volumen de la misma, y continuando con la capacidad de espectadores. Después expresan los valores de medición y en la parte final de la tabla la evaluación dada por músicos, luego por los ingenieros y por último una combinación de ambos.

Se explicará la relación de los parámetros utilizados por el estudio y los parámetros que se utilizaran para valorar la sala, describiendo sus limitaciones para las comparaciones a la sala La Paloma.

- El T30B el tiempo de reverberación en la zona de audiencia en las bandas de octavas de 63 a 125 Hz. Para nuestra comparación solo

utilizaremos el resultado de los 125 Hz, ya que el programa CATT Acoustic no nos proporciona el valor para las frecuencias de 63 Hz.

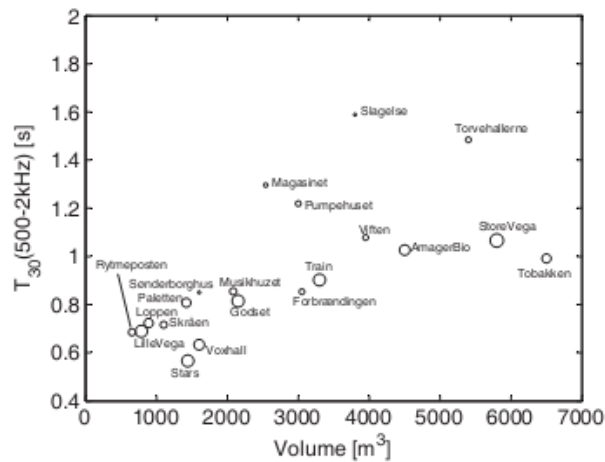
- EL  $T_{30M/T}$  es el tiempo de reverberación en la zona de audiencia en las bandas de octavas de 250Hz a 2000 Hz. Para la comparación se realizará un promedio de las bandas para tener un resultado el cual se promediará con los 18 receptores colocados en la sala.
- Para el EDT se utilizaron las bandas de 63 a 2000 Hz por lo que en el modelo solo utilizaremos las frecuencias de 125 Hz a 2000 Hz.
- El D50 se utilizaran al igual las bandas de 63 a 2000 Hz por lo que en el estudio solo utilizaremos las frecuencias de 125 Hz a 2000 Hz.
- Para El BR (calidez), en el estudio se utiliza la relación entre las frecuencias de 63 a 125 Hz y las de 500 a 2000 Hz por lo que para nuestros resultados utilizaremos la relación entre las frecuencias de 125 Hz y 250 Hz y la relación de las frecuencias de 500 Hz, 1000Hz y 2000 Hz.

En la tabla anterior se puede deducir que en cuanto a la reverberación, los ingenieros prefieren una sala seca con un promedio de 0.6 segundos, mientras que para los músicos son muy secas las salas, y normalmente prefieren una sala con un tiempo de reverberación más alto. Las peores valoradas son aquellas con un  $T_{30}$  relativamente alto y generalmente con una reverberación mayor a bajas frecuencias. No existe una relación entre el tamaño de la sala y la calidad de esta. [3]

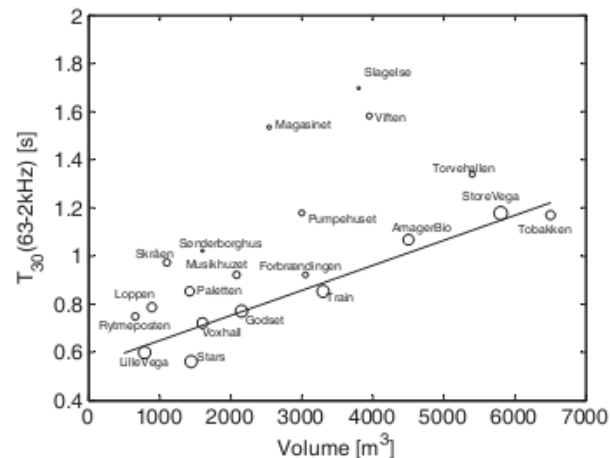
En referencia a la relación entre el volumen y el  $T_{30}$ , existe una tendencia expuesta en la Imagen 6 – 3 por lo que se pretende incluir a la sala La Paloma para valorar si tiende a estar dentro del parámetro aceptable.

La gráfica está compuesta por el volumen de la sala y la relación del  $T_{30}$ . Las salas que tienen una mejor calificación son representadas con círculos más grandes mientras que las salas con menor calificación con círculos más pequeños.

En la Imagen 6 – 2 se puede ver que no existe un patrón o una línea a seguir, ya que las salas que se encuentran bien valoradas están mezcladas con las salas que se encuentran mal valoradas. Esto a razón de que en la tabla no se incluyeron las frecuencias bajas para su análisis. En la Imagen 6 – 3 se incluyen las frecuencias bajas y se llega a una constante línea donde se puede evidenciar claramente que las salas con buena calificación tienen una tendencia a un nivel de reverberación con respecto al volumen.



**Imagen 6-2 Comparación del T<sub>30</sub> de las frecuencias de 500 Hz a 2000 Hz con el volumen de las 20 salas de música amplificadas en Dinamarca (Salas Vacías). El diámetro del círculo incrementa con una mejor valoración.**



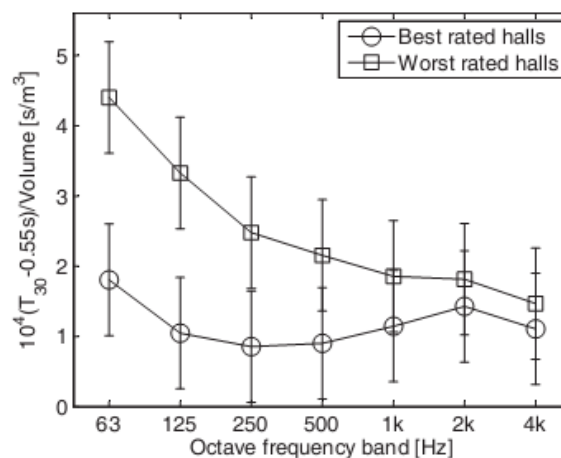
**Imagen 6-3 Imagen 6 2 Comparación del T<sub>30</sub> de las frecuencias de 63 Hz a 2000 Hz con el volumen de las 20 salas de música amplificadas en Dinamarca (Salas Vacías). El diámetro del círculo incrementa con una mejor valoración.**

En la Imagen 6.3 se nota una tendencia a una relación entre el volumen de la sala y el Tiempo de reverberación T30 en las frecuencias de 63 Hz a 2000 Hz.

Con los resultados obtenidos Niels Wener, Eric Thompson y Anders Gade nos proporcionan la siguiente ecuación para calificar los tiempos óptimos de T30 para salas amplificadas en relación al volumen:

$$T_{30} = 0.55 \text{ s} + 1.04 \times 10^{-4} V \text{ s/m}^3,$$

Utilizando la fórmula, procedieron a realizar una gráfica donde agruparon las mejores y las peores salas para plantearlas con las frecuencias divididas y así comparar la simetría de todas las octavas. El resultado fue el siguiente:



**Imagen 6-4 Transformación lineal del T30 en función de la banda de frecuencias, agrupado para las mejores y las peores salas de música amplificadas del estudio.**

Conclusiones extraídas del trabajo realizado por Niels Wener, Eric Thompson y Anders Gade:

Cuando se tiene una audiencia de pie, absorberá de entre cinco a seis veces más energía en las frecuencias medias y altas que en las bajas frecuencias. Si una sala se encuentra vacía y tiene una desproporción grande en frecuencias bajas, al momento de tener público en el lugar solo hará que empeore la proporción de las frecuencias bajas y sea más desbalanceado. Es muy importante considerar el ratio de BASS en las salas.

Es crítico considerar en los estudios la acústica de las frecuencias bajas, incluyendo la de 63 Hz. Esto significa que las empresas fabricantes de materiales acústicos deben de reportar y medir las propiedades de sus productos a 63 Hz.

Los parámetros realizados con la señal omnidireccional y con el sistema amplificado no generar muchas diferencias en la audiencia, pero si en el escenario.

Las mejores salas de concierto amplificado tienen una reverberación plana o constante en todas las frecuencias y su tiempo de reverberación va en función a la siguiente ecuación:

$$T_{30} = 0.55 \text{ s} + 1.04 \times 10^{-4} V \text{ s/m}^3,$$

Las peores salas tienen un promedio de reverberación alto en las frecuencias altas.

### 6.3 Análisis

Se realiza un estudio del T30 de la sala (La Paloma) y se genera un promedio de las frecuencias de 125 HZ a los 2000 Hz para poder tener unos valores de referencia para la calificación de la sala de conciertos en forma de música amplificada.

**Tabla 6-3 Medición de T-30 de la sala La Paloma (Sala Vacía) de las frecuencias de 125 Hz a 2000 Hz y su promedio.**

Sala Vacía									
T-30	125	250	500	1k	2k	4k	8k	16k	Hz
1	2.34	1.87	2	1.9	1.96	1.84	1.52	0.91	s
2	2.14	2.02	1.78	1.93	1.81	1.84	1.54	0.98	s
3	2.2	2.2	2.01	1.98	1.98	1.93	1.51	0.89	s
4	2.05	1.97	1.83	1.91	1.84	1.83	1.52	1.05	s
5	1.92	1.92	1.88	1.91	1.76	1.83	1.47	1.09	s
6	2.05	1.96	1.97	1.82	1.84	1.74	1.51	1.1	s
7	2.21	1.88	2	1.81	1.74	1.79	1.5	1.12	s
8	2.49	2.1	2.01	2.02	2	1.92	1.49	0.99	s
9	1.9	1.99	1.88	1.93	1.75	1.79	1.47	1.18	s

10	1.93	1.9	1.83	1.89	1.77	1.75	1.47	1.15	s
11	1.94	2.09	1.8	1.96	1.88	1.88	1.51	1.21	s
12	2.06	2.03	1.88	1.87	1.84	1.88	1.54	1.21	s
13	1.99	1.99	1.79	1.93	1.89	1.83	1.55	1.2	s
14	2.21	2.04	1.89	1.89	1.78	1.73	1.46	1.15	s
15	2.3	1.89	2.03	1.92	1.88	1.79	1.5	1.06	s
16	2.11	1.94	1.92	1.9	1.81	1.75	1.45	1.2	s
17	1.93	1.88	1.65	1.97	1.8	1.72	1.48	1.19	s
18	2.2	1.93	1.92	2.13	1.91	1.85	1.55	1.15	s

Promedio	2.11	1.98	1.89	1.93	1.85	1.82	1.5	1.1	
----------	------	------	------	------	------	------	-----	-----	--

125 - 2000 Hz	1.58
---------------	------

Utilizando la forma proporcionada en el estudio tenemos que un tiempo de reverberación óptimo para una sala con volumen de 5,587 m<sup>3</sup> debe de ser la siguiente:

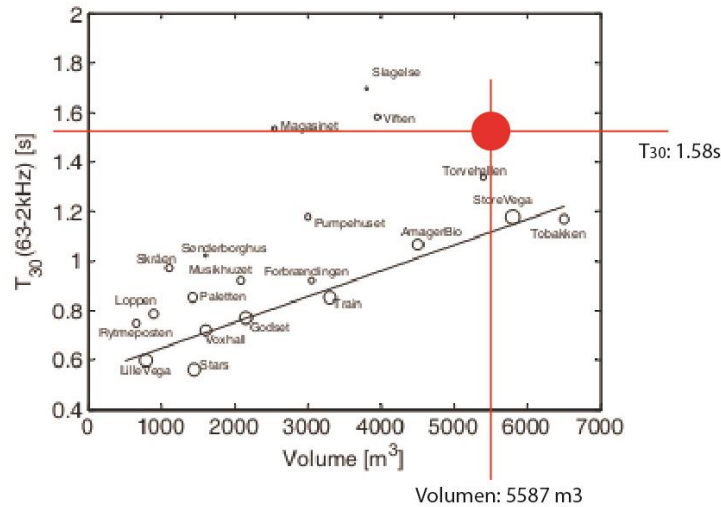
$$T_{30} = 0.55s + 1.04 (10^{-4}) (5587) s/m^3$$

$$T_{30} = 1.131 \text{ óptimo}$$

$$T_{30} = 1.58 \text{ Sala "La Paloma"}$$

Comparando los datos obtenidos por la fórmula, podemos observar que el tiempo de reverberación promedio de las frecuencias entre 125 Hz y 2000 Hz de la sala La Paloma es mucho mayor al tiempo de reverberación óptimo propuesto en el estudio. Hay que mencionar que debido a la tendencia a incrementar la reverberación en las frecuencias graves, al no incluir la frecuencia de 63 Hz, el valor no es más elevado y por deducción menos óptimo.

Utilizando la Imagen 6.3 proporcionada sobre el estudio de las salas amplificadas, procedemos a evaluar la sala La Paloma y a posicionarla utilizando el promedio de las frecuencias de 125 Hz y 2000 Hz para el T<sub>30</sub> y su volumen.



**Imagen 6-5 Posicionamiento de la sala La Paloma en referencia al T30 de las frecuencias de 125 Hz a 2000 Hz con su volumen.**

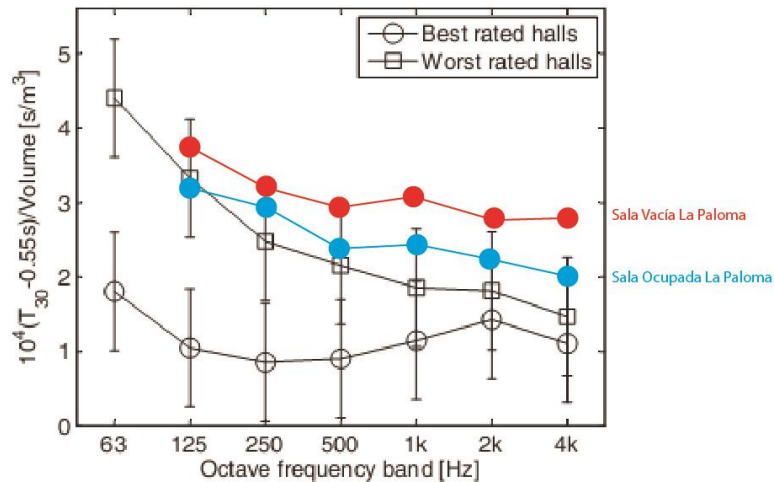
En la gráfica se puede ver claramente lo comprobado por la ecuación del tiempo óptimo de reverberación.

Con el volumen de la sala de 5587 m3 y el T30 promedio de las frecuencias de 125 Hz y 2000 Hz se puede llegar a una evaluación de la sala La Paloma. Se puede ver que la sala no se encuentra relacionada adecuadamente con su tiempo de reverberación, y la sala debería tener un tiempo de reverberación entre 1s y 1.2s para poder ser valorada como satisfactoria.

El estudio nos proporciona la siguiente ecuación para calificar las diferentes frecuencias de T30:

$$T_{30} = 0.55 \text{ s} + 1.04 \times 10^{-4} \text{ V s/m}^3,$$

Realizando la misma metodología de la comparación anterior utilizamos la Imagen 6.4 para calificar la sala por medio de las frecuencias para ver de qué forma podemos compensar la sala para tener una calificación más adecuada.



**Imagen 6-6 T30 de la sala La Paloma plasmada en un rango de 125 Hz a 2000 Hz ocupada y vacía**

Se puede ver claramente que la sala La Paloma se encuentra desubicada de los parámetros recomendados para evaluar una sala de música amplificada. Aunque tiene una distribución más uniforme que las salas peor valoradas, está calificada como una sala no adecuada para la amplificación de sonido.

En la tabla 6.2, se puede ver que la sala amplificada STORE VEGA, tiene un volumen de 5800 y una capacidad de 1430 por lo que es muy similar a la sala que estamos analizando. La sala es una de las mejores valoradas por los músicos y los ingenieros de audio, por lo que utilizaremos sus parámetros como referencia para poder dar una evaluación de La Paloma.

El EDT obtenido por la sala amplificada STORE VEGA es de 0.7 en las bandas de octava de 63 Hz a 2000 Hz.

**Tabla 6-4 Medición de EDT de la sala La Paloma (Sala Vacía) de las frecuencias de 125 Hz a 2000 Hz y su promedio.**

Sala Vacía							
EDT	125	250	500	1k	2k	Hz	EDT mid
1	2.78	2.3	2.43	2.13	1.97	s	2.32
2	1.91	2.23	2.69	2.14	2.01	s	2.20



3	2.3	2.46	2.09	2.16	1.9	s	2.18
4	2.65	2.99	2.56	2.32	1.89	s	2.48
5	2.52	2.77	2.18	1.93	2.06	s	2.29
6	2.78	2.57	2.29	2.15	2.29	s	2.42
7	2.21	2.32	2.03	2.08	1.94	s	2.12
8	1.9	2.21	2.29	2.51	1.98	s	2.18
9	2.63	2.62	2.25	2.21	1.99	s	2.34
10	2.18	2.55	2.18	1.97	2.06	s	2.19
11	2.78	2.4	2.14	2.17	1.88	s	2.27
12	2.21	2.28	2	2.09	1.86	s	2.09
13	2.88	2.25	2.35	2.41	2.03	s	2.38
14	2.82	2.41	2.17	2.22	2.09	s	2.34
15	2.44	2.49	2.36	2.32	2.25	s	2.37
16	2.54	2.53	2.41	2.24	2.12	s	2.37
17	2.97	2.29	2.65	2.25	2.15	s	2.46
18	1.75	2.03	1.76	1.76	1.94	s	1.85
							2.27

El D-50 obtenido por la sala amplificada STORE VEGA es de 0.7 en las bandas de octava de 63 Hz a 2000 Hz. En promedio el D-50 de La Paloma es de .33 por lo que no se encuentra en el rango adecuado.

**Tabla 6-5 Medición de D-50 de la sala La Paloma (Sala Vacía) de las frecuencias de 125 Hz a 2000 Hz y su promedio.**

Sala Vacía										
D-50	125	250	500	1k	2k	4k	8k	16k	Hz	D50 125 a 2000Hz
1	48.72	36.58	54.11	50.55	48.03	48.26	57.85	83.39	%	
2	61.49	37.85	30.9	48.94	50.14	47.4	62.24	78.46	%	45.86
3	51.98	61.19	56.42	57.55	60.63	58.47	69.24	85.05	%	57.55
4	41.21	40.1	32.55	50.31	41.41	41.51	56.87	77.5	%	41.12
5	35.13	35.09	37.05	36.32	36.87	34.93	46.22	72.85	%	36.09
6	48.74	42.08	39.1	36.61	39.86	33.05	43.07	73.43	%	41.28
7	40.41	26.87	32.81	26.46	28.57	32.75	39.62	60.78	%	31.02
8	45.67	36.75	40.66	48.24	48.43	48	56.98	80.98	%	43.95
9	24.06	10.89	28	26.96	19.62	23.54	28.43	56.28	%	21.91
10	13.95	13.05	16.63	25.49	21.82	22.14	30.08	57.08	%	18.19
11	34.21	30.69	23.27	34.23	30.99	26.13	35.74	62.6	%	30.68

12	29.99	39.19	26.07	40.45	39.55	28.49	39.68	62.9	%	35.05
13	41.99	29.87	29.43	34.45	36.24	30.86	34.69	65	%	34.40
14	26.85	25.56	28.75	26.24	29.99	22.65	42.46	63.53	%	27.48
15	35.89	24.03	37.8	28.23	34.36	33.43	44.94	69.78	%	32.06
16	18.55	24.5	15.77	23.96	18.74	22.29	31.33	58.78	%	20.30
17	20.78	16.53	22.62	23.92	19.89	22.41	32.13	54.57	%	20.75
18	24.16	23.64	20.09	26.2	26.25	27.98	35.54	59.78	%	24.07
										33.85

El BR obtenido por la sala amplificada STORE VEGA es de 1.1 en las bandas de octava de 63 Hz a 2000 Hz. El Br promedio de La Paloma es de 1.06

**Tabla 6-6 Medición de BR de la sala La Paloma (Sala Vacía) de las frecuencias de 125 Hz a 2000 Hz y su promedio.**

Sala Vacía								
RT'	125	250	500	1k	2k	4k	Hz	BR CALIDEZ
1	1.83	1.94	1.67	1.51	1.5	1.56	s	1.19
2	1.29	1.93	2.25	1.61	1.52	1.62	s	0.83
3	1.56	1.39	1.42	1.36	1.24	1.32	s	1.06
4	1.9	2.19	2.17	1.63	1.65	1.76	s	1.08
5	2.1	2.36	1.96	1.82	1.81	1.86	s	1.18
6	1.65	1.85	1.97	1.89	1.83	2.09	s	0.91
7	1.6	2.18	2.07	2.14	1.95	1.98	s	0.90
8	1.63	1.99	1.88	1.72	1.6	1.69	s	1.01
9	2.47	2.75	2.26	2.06	2.11	2.14	s	1.21
10	2.2	2.6	2.39	1.92	2.08	2.11	s	1.11
11	2.31	2.12	2.21	1.86	1.81	2.02	s	1.09
12	1.94	1.82	1.87	1.77	1.61	1.88	s	1.03
13	1.96	2.03	2.1	1.97	1.71	1.87	s	0.98
14	2.36	2.3	2.08	2.23	2.06	2.19	s	1.08
15	2.21	2.45	2.12	2.35	2.05	2.12	s	1.04
16	2.74	2.47	2.35	2.11	2.27	2.14	s	1.17
17	2.69	2.32	2.54	2.27	2.2	2.17	s	1.04
18	1.8	2.14	1.75	1.6	1.88	1.81	s	1.18
								1.06

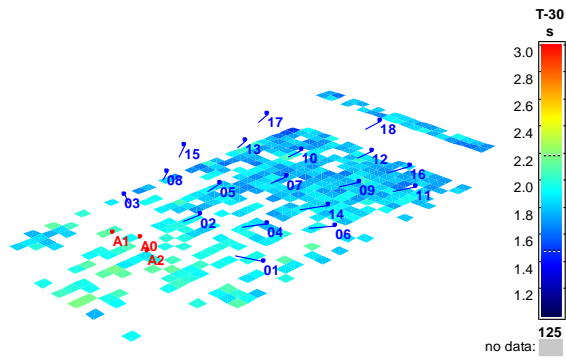


Imagen 6-7 - T-30 Sala Vacía (125 Hz)

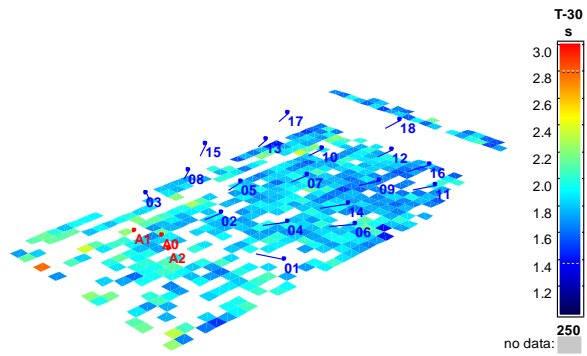


Imagen 6-8 - T-30 Sala Vacía (250 Hz)

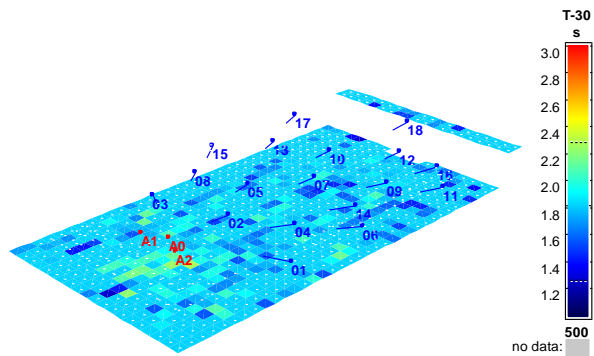
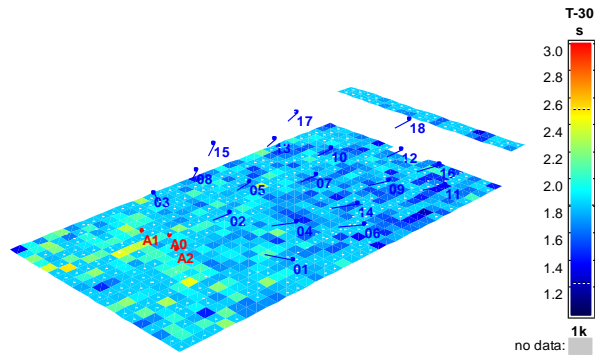
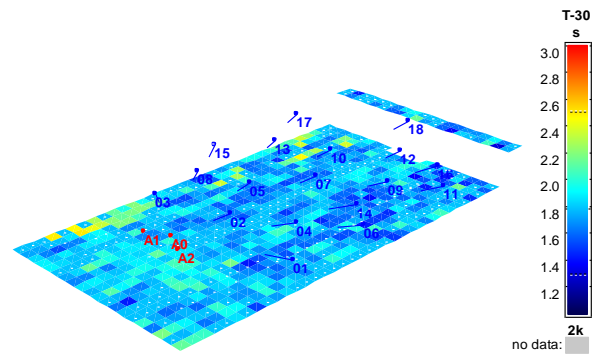


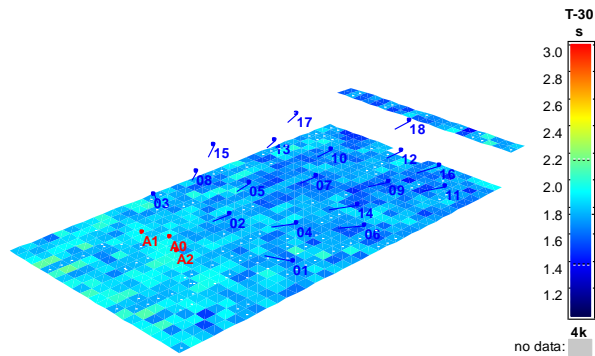
Imagen 6-9 - T-30 Sala Vacía (500 Hz)



**Imagen 6-10 - T-30 Sala Vacía (1000 Hz)**



**Imagen 6-11 - T-30 Sala Vacía (2000 Hz)**



**Imagen 6-12 - T-30 Sala Vacía (4000 Hz)**

### 6.3.1.1 Conclusiones

Después de analizar todos los parámetros, se concluye que en referencia a la imagen 6 – 6, para mejorar la calidad acústica del recinto se requiere que los niveles de reverberación T-30 en el espectro de las frecuencias se encuentren

uniformes, y en la sala se demuestra que necesita una absorción en frecuencias graves para poder corregir el error. Es recomendable tener un material que pueda absorber las frecuencias de 63 Hz igualmente.

La sala no tiene unos parámetros adecuados de EDT y D-50, haciendo referencia con la mejor sala evaluada en el estudio [3]. El parámetro que tiene muy buena referencia es el BR ya que es muy similar a la sala utilizada para la comparación.

Se puede decir que la sala no está preparada acústicamente para recibir un sistema de amplificación según el estudio realizado en Dinamarca.

Los niveles de reverberación bajan considerablemente al considerarse la sala ocupada, pero se sigue manteniendo la misma diferencia entre frecuencias bajas y altas.

# **7 CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA MECÁNICO Y RUIDO DE VENTILACIÓN DE EQUIPOS**

## **7.1 Introducción**

En el presente capítulo se pretende abarcar los diferentes parámetros a considerar en las instalaciones de climatización con el fin de evitar la generación de posibles “ruidos” en el recinto. Se presentarán los criterios tomados para el cálculo de ruido en los equipos por diferentes autores y se hará un resumen de soluciones de diseño propuestas para reducir el nivel de ruido generado por los equipos y los conductos de climatización.

## **7.2 Transmisión del ruido en sistemas de aire acondicionado**

Uno de los principales problemas del sistema de climatización, y su integración con los proyectos arquitectónicos es el ruido. Debido a que existe un flujo constante de aire en el sistema, este genera niveles sonoros que en muchos casos pueden ser indeseados. Existen dos grupos de posibles tipos de ruido:

El primer grupo, consta de toda la maquinaria instalada en el sistema de climatización donde los principales factores de ruido son transmitidos por medio de vibraciones que se generan por los equipos en funcionamiento así como el ruido de la propia máquina por medio de los motores u otros componentes.

El segundo grupo, consta de todo el equipamiento de canalización de la ventilación del recinto, ya sea por medio de distribución o retorno, los cuales generan ruido debido al flujo de aire que corre por medio de la instalación.

La siguiente tabla (Imagen 7-1) resume cuales son los elementos que pudieran generar ruido en el recinto analizado, así como las medidas de prevención y solución a ser analizadas:

Generación	Tipo de Ruido	Prevención / Solución
UTA Torres de Refrigeración Bombas Elementos Mecánicos Ventilador	Aéreo + Impacto	Selección e instalación de equipos de Amortiguadores Salas de máquinas Apantallados Encapsulados Silenciadores
Conductos y Rejillas	Aéreo	Conductos Absorbentes, Silenciadores Diseño de rejillas

**Imagen 7-1 Diferencia de ruido aéreo y ruido de impacto con sus soluciones [13]**

Normalmente las frecuencias características del ruido del sistema de distribución de aire están divididas de la siguiente manera:

- Turbulencia: Entre las frecuencias de 250 y 2000 Hz
- Ventilador: Entre frecuencias menores a 250 Hz
- Salidas de aire: En frecuencias mayores a 1000 Hz

### **7.2.1 Equipamiento Mecánico y Equipos de climatización**

Existen dos principales formas de propagación del sonido en los sistemas de climatización. Uno es generado a través de las vibraciones, mientras que la segunda forma es generada por medio del propio funcionamiento del sistema

#### **7.2.1.1 Características de las vibraciones**

Una vibración producida por el movimiento y balanceo de los equipos mecánicos del edificio puede ser en muchos casos sentido y escuchado por el ocupante del recinto. Es por eso que es esencial conocer el proceso vibratorio. En el cual intervienen tres factores esenciales:

- *la masa,*
- *la rigidez,*
- *y el amortiguamiento.*

El objeto sometido en vibración es desplazado de su posición de equilibrio, la rigidez le suministrará la fuerza restauradora que intentará devolverlo a su posición de equilibrio. Cuando esto sucede, la inercia, debido a la masa actuará en sentido contrario intentando que el cuerpo no alcance el punto inicial de movimiento. Mientras que el amortiguamiento del sistema intentará frenar el movimiento por medio de un proceso de fricción que se libera en forma calorífica. [2] Como consecuencia a la interacción oscilatoria entre la rigidez y la masa se tiene una frecuencia de resonancia, o frecuencia natural.

Cuando las vibraciones son acompañadas de ruido, llegan a ser más molestas para los receptores. Las vibraciones pueden viajar en elementos sólidos de construcción, tales como columnas, vigas, losas de piso y cubierta y son radiadas como sonido en el aire a grandes distancias de la fuente.

Es por eso que para evitar las vibraciones de la estructura del edificio donde se coloca la maquinaria, hay que colocar montajes resilientes para aislar el equipo. De ser posible y necesario, los equipos que producen vibraciones deben de ser ubicados cerca de las columnas o paredes portantes para generar un mejor soporte estructural. [4]

### **7.2.1.2 Identificación de las fuentes de ruido y sus características**



Normalmente los ventiladores son la principal fuente de ruido en un sistema de climatización, siendo entendido que a mayor potencia del mismo ventilador se genera mayor cantidad de ruido. Es importante conocer el dato de los ventiladores que se desea instalar, pero en caso de que el fabricante no proporcione los datos se presenta la fórmula para calcular el nivel de ruido de un ventilador:

$$L_w = 10 \log C + 20 \log P + 40 \quad \text{dB re } 10^{-12} \text{ vatios}$$

[2]

Dónde:

$C$  = El caudal de aire en  $\text{m}^3/\text{s}$

$P$  = La presión estática en  $\text{N}/\text{m}^2$

Después de tener la información, se deben de aplicar unas correcciones para obtener los niveles de ruido en las diferentes frecuencias las cuales están demostradas en la siguiente tabla:

Correcciones del espectro sobre $L_w$								
Tipo ventilador	63	125	250	500	1000	2000	4000	
Ventilador axial	-5	-5	-6	-7	-8	-10	-13	dB
Ventilador centrífugo	-2	-7	-12	-17	-22	-27	-32	dB

Esta información es fundamental para poder entender el nivel de ruido que se va generando por los pasos de climatización e instalaciones. [2]

### 7.2.1.3 Corrección de vibración en equipos y ruido generado

El objetivo es elegir un material elástico apropiado que, cuando está cargado, proporcionará una frecuencia de sistema natural, o frecuencia de resonancia, por lo menos un tercio de la frecuencia de división más bajo del equipo. Este tipo de apoyo puede proporcionar las condiciones óptimas de baja transmisibilidad en las vibraciones.

Los materiales para el aislamiento de vibraciones son fabricados en diferentes formas dependiendo del material utilizado para minimizar o reducir la transferencia de energía.

Generalmente los resortes son los materiales utilizados para aislar las vibraciones debido a su gran deflexión, y pueden aislar frecuencias bajas. Para aislar frecuencias altas y bajas la mejor opción es instalar un resorte y soportes de neopreno en la parte inferior y superior. Cabe recalcar que el corcho con el paso del tiempo se va comprimiendo debido a la carga constante y pierde sus propiedades.

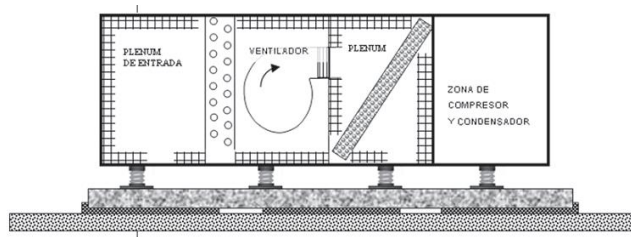
#### **7.2.1.4 Sistemas anti vibratorios para máquinas y equipos**

Los aisladores metálicos permiten niveles e rigidez más bajos consiguiendo porcentajes de aislamiento mayores. Normalmente están constituidos por muelles de acero al carbono, con alta resistencia a la tracción. Su gran capacidad de deformación elástica bajo carga les permite trabajar con sistemas accionados a frecuencias bajas [15]



**Imagen 7-2 Aisladores de muelles [15]**

Se debe de considerar un acolchonado de goma o un material elástico para evitar la transmisión de vibraciones a alta frecuencia producidas por la resonancia interna del sistema anti vibratorio.



**Imagen 7-3 Bancada de inercia [15]**

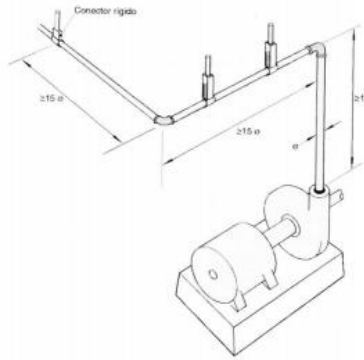
Resumen de las recomendaciones para los sistemas anti vibratorios de máquinas: [15]

- Utilizar bancadas de inercia cuando se instalan grandes equipos con importantes fuerzas no compensadas para que disminuya la amplitud de la vibración gracias al aporte inercial al montaje.
- Seguir las recomendaciones del fabricante utilizando los sistemas que se encuentran dentro de su rango de carga óptimo cuando son instalados, para saber que los soportes están trabajando en las condiciones de diseño adecuadas.
- Distribuir los amortiguadores en forma del peso de la máquina. Cuando esta tiene el centro de gravedad desplazado hacia el lateral se deberán utilizar soportes análogos con diferentes cargas límites.
- Tener en cuenta los puentes de transmisión de vibraciones producidos por las uniones rígidas en los anclajes de sujeción

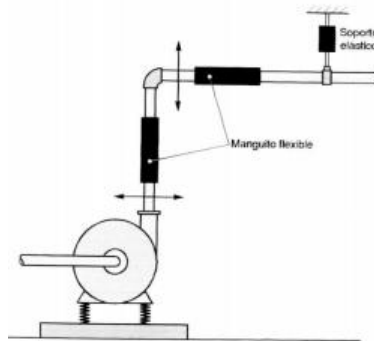
### **7.2.1.5 Cables y tuberías**

Los cables y tuberías son todos los elementos que están conectados a los equipos de climatización al igual que los utilizados para mover fluidos ya sea de drenaje o transporte de agua.

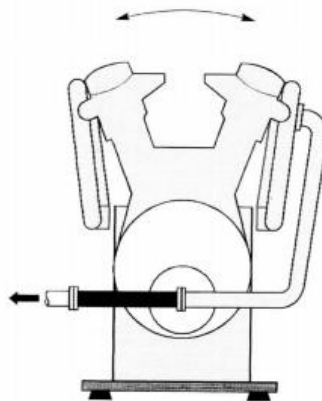
La vibración que se transmite por las tuberías debe controlarse mediante la creación de discontinuidades con enlaces elásticos y realizando una flotación de la tubería mediante soportes elásticos que tengan una flecha estática semejante a la de los soportes de la maquinaria. [2]



**Imagen 7-4 Suspensión elástica de tuberías [2]**



**Imagen 7-5 Conexión de enlaces elásticos en ángulo recto [2]**



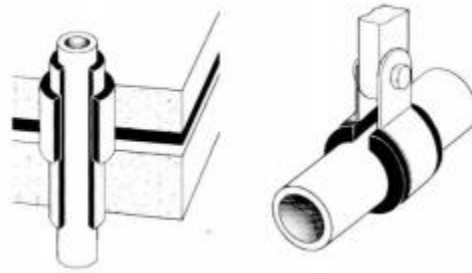
**Imagen 7-6 Conexión de enlace elástico que pasa por delante del centro de gravedad [2]**

Para cumplir con el criterios de ruido, en el apartado de vibraciones hay que considerar que la longitud mínima de tubería que debe suspenderse elásticamente es 50 veces el diámetro de la tubería para cumplir con la NC-30 o de 100 veces el diámetro para obtener una NC-25 o de 200 veces el diámetro para conseguir una NC-20

Para la junta de las tuberías se debe tener en cuenta colocar enlaces elásticos y cuando existen efectos de agresión química se pueden utilizar elementos metálicos o fuelles flexibles.

Resumen de las recomendaciones para el aislamiento de vibraciones en las tuberías:

- Utilizar enlaces elásticos en las zonas que discurre por delante del centro de gravedad de la máquina para evitar efectos de balanceo que pueda producir la máquina sobre la tubería.
- Realizar discontinuidades con enlaces elásticos o realizar una flotación de la tubería mediante soportes elásticos que tengan una similar flecha a la máquina conectada.
- Utilizar un soporte elástico de flecha semejante a la colocada en la maquina principal cuando la tubería debe reposar sobre un elemento estructural del edificio.
- Tratar de colocar en serie en un tramo del tubo diversas juntas elásticas de expansión.
- Utilizar coquillas aislantes de neopreno y fibra mineral cuando las tuberías tienen que atravesar paredes o forjados como se representa en la Imagen 7-4.



**Imagen 7-7 Tubería que atraviesa un elemento estructural o asciende conectada a un edificio [2]**

### **7.2.1.6 Conectores flexibles en conductos de aire**

La forma de separar las vibraciones que provienen de las máquinas y se transmiten hacia los conductos de climatización es mediante juntas flexibles de plástico y collarines flexibles de lona.

Se debe tener en cuenta que el material seleccionado debe tener una masa como mínimo de 5 kg/m<sup>3</sup> y debe ser resistente a diferentes agresiones como el fuego, las temperaturas altas y bajas y la corrosión. [2]

Se debe de considerar una longitud de 10mm como mínimo, pero hay que tomar en cuenta las vibraciones generadas por la máquina al momento de ser iniciada.

### **7.2.1.7 Resumen de aisladores**

A lo largo del capítulo se han discutido la causa del ruido y toda posible causa del mismo. Así mismo, se han presentado diferentes tipos de análisis y aisladores para evitar el mismo.

A modo de resumen, el siguiente recuadro enlista los diferentes aisladores más comunes cuyos usos dependen de las frecuencias de las vibraciones y el recinto en donde se aplicarán:

<u><b>Tipo de Aislador</b></u>	<u><b>Frecuencia de Vibración</b></u>	<u><b>Descripción y uso</b></u>	<u><b>Ejemplos</b></u>
(1) Aisladores	- <b>Alta Frecuencia</b>	Se componen de	Perchas de neopreno

Elastoméricos	- Proveen estática de 2.5-13 mm (0.1-0.5 pulgadas)	materiales como hule. Proveen menor deflación estática, pero mejor amortiguación que los “resortes” (Ver Tipo de Aislador (2)).	desviadas para aislar abanicos pequeños, transformadores y ductos
(2) Resortes	- <b>Baja Frecuencia</b> - Proveen estática de 100 mm (4 pulgadas)	Poca amortiguación y transmiten altas frecuencias, esto sugiere la combinación con una <i>restricción sísmica</i> . Lo anterior puede crear problemática por la dificultad de ajuste	Bombas, abanicos, enfriadores, compresores, torres de enfriamiento
(3) Bordillos de Resortes	- <b>Baja Frecuencia</b> - Proveen estática de 100 mm (4 pulgadas)	Se utilizan sólo si el techo está apoyado con ventiladores de bordillos No se consideran tan efectivos como resortes individuales (Ver Tipo Aislador (2)).	Dos sets de railes con estancos y herméticos
(4) Resortes de Aire	- <b>Muy baja Frecuencia (Menor a 2 Hz)</b> - Proveen estática de 150 mm (6 pulgadas)	Por lo regular compensan los Resortes de Alta Deflación estática si no funcionan. Beneficio: No transmiten alta frecuencia	(1) Air bags (2) Tipos de fuelle

## Equipos de Soporte para Aislamiento

En conjunto con los tipos de aisladores, se pueden utilizar equipos de soporte. Tal es el ejemplo de las almohadillas de limpieza. A continuación se enlista aquellos ejemplos de soportes:

<u>Tipo de Soporte</u>	<u>Descripción</u>	<u>Uso</u>
(1) Cauchos sísmicos	Hechos de acero y acolchados con neopreno. Estos deben de ser ajustados cuando estén en uso para	Utilizados para ubicaciones con riesgos sísmicos. Cuando el equipo esté aislado de vibración, los cauchos permiten

	evitar el contacto directo con los amortiguadores.	al equipo moverse.
(2) Conexiones Flexibles	Se construyen de lanas de cauchos. Deben mantenerse con holgura para mejorar la reducción de la frecuencia.	Reducen vibraciones transmitidas al edificio y previenen la falta de conexión debido a la fatiga de la vibración y otorgan movimiento térmico.
(3) Bases de Inercia	Una base de inercia es un bloque de concreto atornillado directamente al peso y la careta total es soportada por los aisladores.	<p>(1) Bajan el centro de gravedad el cual reduce la tendencia a balancearse (mecerse) en los resortes</p> <p>(2) Balancean la distribución de peso lo cual ayuda a que se sostengan los aisladores</p> <p>(3) Limitan movimiento a fuerza laterales</p>
(4) Marcos y railes		Sirven cuando la base de inercia no se requiere y cuando el equipo que sostiene no es tan rígido para soportar el peso.
(5) Conductos y aisladores	<p>(1) Tubería flexible</p> <p>(2) Tubería resilente</p>	A pesar de que una conexión flexible es efectiva, esta limita la vibración transmitida de ventilados a los ductos lo cual deja vibración en los ductos.

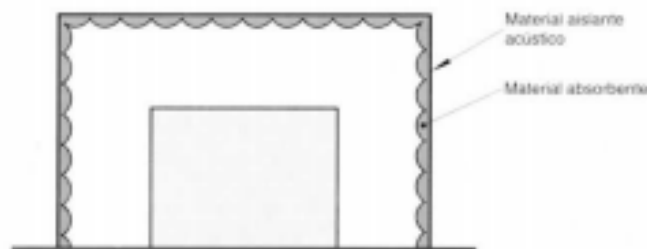
### 7.2.1.8 Encapsulamiento de maquinaria

Otra posible solución al ruido generado es conocido como el “encapsulamiento de maquinaria”, este se presenta ya que hay muchas veces es necesario encapsular las máquinas para evitar que se propague el ruido que producen.



Los encapsulados por lo general se hallan contruidos de un material aislante acústico que puede ser de pared simple o doble según el tratamiento y en su interior, a cara vista con la maquina se coloca material absorbente a fin de evitar que se produzcan reflexiones que multipliquen el ruido. [2]

La siguiente imagen (Imagen 7-8) presenta un diagrama en donde se muestra el aislamiento y donde se debe de colocar el posible material que se menciona rodeando la máquina proveedora del ruido:



**Imagen 7-8 Croquis de encapsulado de una máquina [2]**

### **7.3 Equipamiento de conductos de aire y distribución**

Según Arau [2] en los conductos de aire y distribución producen ruido que puede transmitirse por las siguientes vías:

- Transmisión de ruido en la dirección de los conductos de aire.
- Regeneración de ruido por efecto de la velocidad de aire.
- Transmisión de ruido a través de la pared del conducto.
- Transmisión de ruido por vías secundarias debidas a conductos interconectados.

Para determinar las causantes de ruido en los sistemas de ventilación se tratan los siguientes puntos:

### **7.3.1 Aislamiento acústico en conductos de tramo recto**

Cabe mencionar que un factor importante del ruido generado por los conductos influye en el interior del mismo, si tiene o no material absorbente y al igual que forma del conducto influirán directamente en el resultado del nivel sonoro.

Según Araú [2] Los factores que alterarán el nivel de ruido en los conductos son los siguientes:

- Del espesor del revestimiento absorbente
- De las características de la absorción del revestimiento
- De las dimensiones de la sección transversal del conducto
- De la frecuencia o longitud de la onda del sonido

Se anexa dos tablas donde se muestra el comparativo del aislamiento acústico entre un conducto recto sin revestimiento y un conducto revestido externamente con material absorbente y una capa densa impermeable.

Como se puede entender, mucha de la energía del sonido es atrapada por la capa de aislamiento en los conductos y se puede mostrar que las frecuencias menores a 1000 Hz son las que reciben el mayor impacto en la reducción de las mismas.

Aislamiento acústico en dB/m


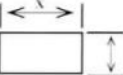
Conducto recto Circular/oval sin revestimiento	x (mm)	Frecuencia en bandas de octava (Hz)						
		63	125	250	500	1 k	2 k	4 k
	75-200	0.07	0.10	0.10	0.16	0.33	0.33	0.33
	200-400	0.07	0.10	0.10	0.16	0.23	0.23	0.23
	400-800	0.07	0.07	0.07	0.10	0.16	0.16	0.16
	800-1500	0.03	0.03	0.03	0.07	0.07	0.07	0.07
Conducto recto Rectangular sin revestimiento	x (mm) dimensión lateral	Frecuencia en bandas de octava (Hz)						
		63	125	250	500	1 k	2 k	4 k
	75-200	0.16	0.33	0.49	0.33	0.33	0.33	0.33
	200-400	0.49	0.66	0.49	0.33	0.23	0.23	0.23
	400-800	0.32	0.66	0.33	0.16	0.16	0.16	0.16
	800-1500	0.66	0.33	0.16	0.10	0.07	0.07	0.07

Imagen 7-9 Aislamiento acústico de conductos rectos sin revestimiento [2]

Aislamiento acústico en dB/m



Circular/oval	x (mm)	Frecuencia en bandas de octava (Hz)						
		63	125	250	500	1 k	2 k	4 k
	75-200	0.14	0.20	0.20	0.32	0.33	0.33	0.33
	200-400	0.14	0.20	0.20	0.32	0.23	0.23	0.23
	400-800	0.14	0.14	0.14	0.20	0.16	0.16	0.16
	800-1500	0.06	0.06	0.06	0.14	0.07	0.07	0.07
Rectangular	x (mm) dimensión lateral	Frecuencia en bandas de octava (Hz)						
		63	125	250	500	1 k	2 k	4 k
	75-200	0.33	0.66	1.00	0.66	0.33	0.33	0.33
	200-400	1.00	1.32	1.00	0.66	0.23	0.23	0.23
	400-800	1.64	1.32	0.66	0.32	0.16	0.16	0.16
	800-1500	1.32	0.66	0.32	0.20	0.07	0.07	0.07

Imagen 7-10 Aislamiento acústico de conductos rectos revestidos externamente con material absorbente y una capa densa impermeable [2]

### 7.3.2 Aislamiento acústico por efecto codo

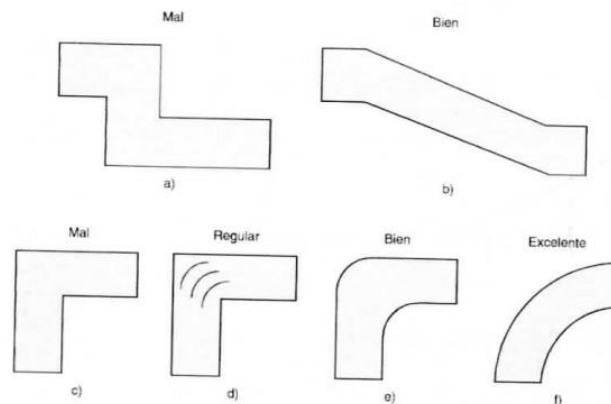
Normalmente el sistema de climatización no es lineal, por lo que para generar los cambios de dirección, se requieren aditamentos para poder conducir los conductos al lugar específico. Lo que se utiliza para los cambios de dirección son los codos.

La instalación de codos genera un efecto de laberinto o barrera [2] el cual aumentará el aislamiento acústico del mismo. El problema es que al momento de

generar una desviación en el flujo de aire, se puede generar una turbulencia que implique en la generación de ruidos no deseados.

Normalmente los cambios de dirección deben de ser lisos y tratar de estar alejados de los ventiladores para poder dispersar la turbulencia generada por la misma.

A continuación se presenta una imagen diferentes formas de implantación de los codos en el sistema de ventilación siendo los del lado izquierdo inadecuados y los del lado derecho correctos.



**Imagen 7-11 Codos de perfil aerodinámico correcto. [2]**

### **7.3.3 Aislamiento Acústico por cambio de sección del conducto**

En los sistemas de distribución de aire, también se pueden generar cambios de la sección en el conducto, debido a la diferencia de caudal que van llevando los conductos hacia el punto de distribución.

Estos cambios de sección deben de ser igualmente tratados de forma aerodinámica para evitar generar ruidos por medio de turbulencias generadas en los conductos. Normalmente deben de tener un ángulo menor a 8 grados para evitar las turbulencias [4]

Se anexa la imagen de cambio de sección de perfil aerodinámico ejemplificando un cambio de dirección correcto, uno regular y uno no adecuado.

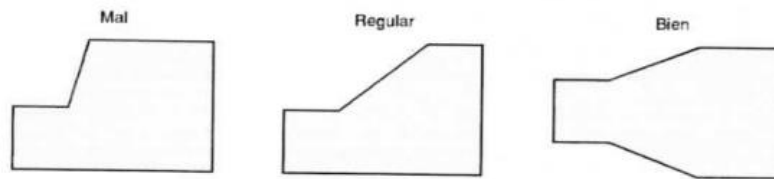


Imagen 7-12 Cambio de sección de perfil aerodinámico [2]

### 7.3.4 Reducción de ruido por efecto ramificaciones

Normalmente un sistema de climatización cuenta con ramificaciones de conductos para poder alcanzar las diferentes áreas a climatizar. Esto implica que la potencia sonora generada en los conductos, al momento de ser ramificada, igualmente, el ruido se dispersará y se atenuará entre los diferentes conductos.

Así obtenemos que en cada conducto sólo entrará una fracción de la potencia total del ruido de la fuente sonora, por lo que la reducción de ruido que se produce por efecto de las ramificaciones es definida en la siguiente fórmula: [2]

$$\Delta IL = 10 \log \frac{\text{Área del conducto primario}}{\text{Área del conducto considerado}} \quad [2]$$

### 7.3.5 Aislamiento acústico del ruido en los puntos terminales

Debemos tomar en cuenta las salidas de ventilación en los puntos terminales, ya que mucho del ruido generado llega directamente al espacio por este medio por lo que existen diferentes técnicas para resolver este problema.

Cuando la energía sonora alcanza el punto extremo al final del conducto, donde generalmente existe un difusor en la zona de impulsión y una rejilla de

extracción en la zona de retorno, se produce un efecto de pérdidas por reflexión que son muy acusados en las bajas frecuencias, y cuanto más pequeña sea el área de la terminación.[2]

En aire acondicionado, este efecto es muy útil para reducir bastante la energía sonora de bajas frecuencia que produce del ventilador. [2]

En conclusiones, es preferible instalar múltiples bocas con una dimensión mucho más pequeña, que instalar un difusor más grande, ya que generará mucho más ruido. Esta es una técnica muy utilizada para áreas donde se requiere unos niveles sonoros mucho más bajos pero conservando el mismo flujo de aire de impulsión y extracción.

#### **7.3.5.1 Nivel de potencia sonora generado por la velocidad de aire en los conductos**

Aunque el ruido de los ventiladores es muchas veces mitigado por los cambios de dirección y el aumento de sus dimensiones, se debe tener en consideración la velocidad del aire en los conductos, ya que muchas veces puede incluso superar los niveles generados por los ventiladores y crear molestias al usuario.

A mayor velocidad del flujo del aire en los conductos de ventilación, mayor será el ruido generado, por lo que en los proyectos de climatización se tiene la tendencia a utilizar velocidades bajas en lugares que se desea evitar el ruido generado por el flujo de aire.

Se debe considerar unos criterios de velocidad en los conductos que vayan de acuerdo con la curva de confort NC para evitar ruidos molestos a causa de la velocidad en los espacios a climatizar [2]

Se adjunta una tabla donde se establece la relación de la velocidad del aire de acuerdo con el NC que se quiere obtener [2]

Criterio NC	Tipo de aire	Velocidad en (m/s) en función de la proximidad al difusor de salida			
		En el punto terminal	A 3 m del punto terminal	De 3 a 6 m	De 6 a 9 m
15	Impulsión	1.27	1.52	1.78	2.16
		1.52	1.78	2.16	2.54
20	Impulsión	1.52	1.78	2.16	2.79
		1.78	2.16	2.54	3.3
25	Impulsión	1.78	2.54	3.3	4.06
		2.16	1.78	2.16	2.54
30	Impulsión	2.16	2.54	3.55	4.31
		2.54	3.05	4.06	4.82
35	Impulsión	2.54	3.05	4.06	5.08
		3.05	3.55	4.57	5.84

**Imagen 7-13 Criterios acústicos de la velocidad del aire en los ductos referenciado con el nivel de NC [2]**

En resumen, Arau recomienda unos valores límites de velocidad dependiendo del tipo de ducto y su función:

- Conductos principales: 10 m/s
- Conductos de ramificación: 7.5 m/s
- Conductos próximos a los puntos terminales: 4 m/s

### **7.3.6 Técnicas de reducción de ruido en los ductos de aire acondicionado**

Cuando se necesita reducir en forma importante el ruido transmitido a través de los conductos por donde fluye el aire en el sistema de climatización, es conveniente utilizar silenciadores acústicos para minimizar el ruido que provoca el funcionamiento del sistema.

#### **7.3.6.1 Silenciadores reactivos**

Se componen de tubos acoplados sin material absorbente. Logran atenuar el sonido debido a que las reflexiones de ondas son devueltas a la fuente emisora.



**Figura 4.1.** *Silenciador reactivo básico*

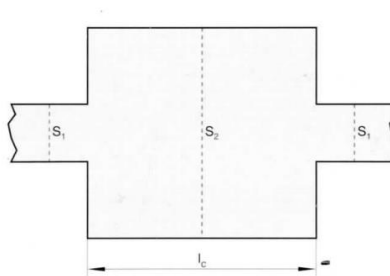
### 7.3.6.2 Silenciadores resistentes

Disipan la energía acústica por medio de material absorbente del cual están recubiertos en el interior. La potencia sonora es convertida en calor y el material ofrece resistencia al flujo. Normalmente son utilizados para absorber frecuencias medianas y altas.

### 7.3.6.3 Silenciadores de cámaras de expansión

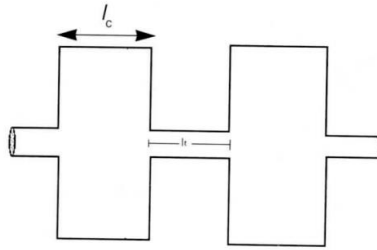
En estos silenciadores, se produce un aumento de la superficie en algún punto de la tubería y en seguida se vuelve a la disminución del mismo valor, creando una cámara la cual se basa en el principio de los filtros acústicos.

Al momento de integrar dos cámaras aumentará su nivel de aislamiento acústico. También existe la opción de juntar las dos cámaras y unir las por medio de una tubería.

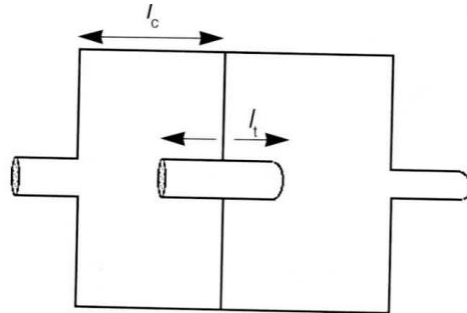


**Imagen 7-14** Esquema en sección longitudinal de un silenciador de una cámara de expansión [2]





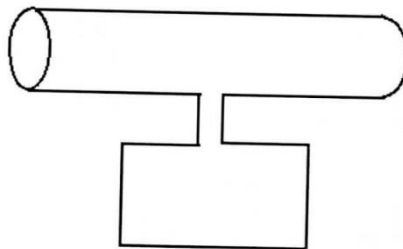
**Imagen 7-15 Silenciador de dos cámaras de expansión [2]**



**Imagen 7-16 Silenciador de doble cámara conectado por un tubo interior [2]**

#### **7.3.6.4 Silenciadores resonadores**

Es equivalente acústico del sistema mecánico de masa-muelle. Consta de un volumen cerrado, que actúa como muelle, que está conectado al sistema de conductos de ventilación a través de un conducto de menor tamaño en cuyo interior el fluido actúa como la masa.

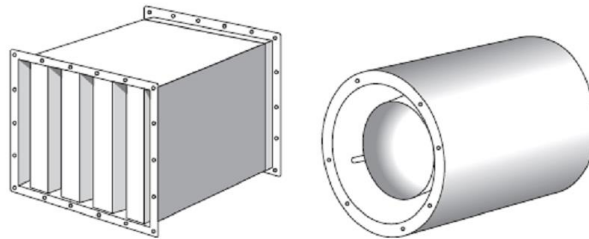


**Imagen 7-17 Esquema de un filtro resonador simple [2]**

#### **7.3.6.5 Silenciadores activos o de absorción**

Los silenciadores lo que hacen es disipar la energía de las ondas y lo hacen mediante la conversión de energía acústica en calor. Las paredes del conducto están cubiertas con absorbentes porosos, normalmente realizados en lana mineral o fibra de vidrio.

La amortiguación se consigue normalmente por las fuerzas viscosas por lo que el objetivo es maximizar las velocidades de las partículas en el material poroso. Esto se favorece si se mantiene una pequeña distancia entre el absorbente y la pared. [resonadores silenciadores pdf]



**Imagen 7-18 Ejemplos de resonadores activos o de absorción**

# 8 PROYECTO DE CLIMATIZACIÓN

## 8.1 Introducción

En este capítulo se pretende generar una propuesta del sistema de climatización de la sala “La Paloma”, la cual cumpla con las exigencias de confort térmico planteadas para el diseño del proyecto.

El proyecto estará enfocado en la reducción de ruidos mediante la implementación de diferentes formas de diseño que ayudaran a reducir el nivel sonoro generado por los equipos. Así mismo se seleccionaran equipos que cuenten con unas prestaciones acústicas adecuadas.

## 8.2 Reglamentación

Para la confección del presente proyecto se han seguido las siguientes normativas y reglamentaciones:

- Real Decreto 1027/2007, de 20 de Julio, por el que se aprueba el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los edificios. (RITE)
- Código Técnico de la Edificación aprobado por Real Decreto 314/2006, de 17 de marzo.
- Reglamento electrotécnico para Baja Tensión, aprobado por el Decreto 842/2002 de 2 de Agosto, e Instrucciones Técnicas Complementarias ITC-BT.
- Normas UNE de obligado cumplimiento.
- Normativa sobre Legionella, Real Decreto 865/2003 Criterios Higiénico-Sanitarios para la Prevención y Control de la Legionelosis
- Reglamento de Seguridad para Plantas e Instalaciones Frigoríficas
- Normativa sobre Recipientes Frigoríficos ITC-MIE-AP9
- Normativa sobre Depósitos Criogénicos ITC-MIE-AP10
- Ordenanzas Municipales sobre la instalación de equipos de aire acondicionado en edificios

### 8.3 Locales a tratar

La propuesta de climatización se ha concentrado en el área analizada acústicamente en el capítulo 6, llamada sala principal, así como sus áreas complementarias las cuales son el vestíbulo, el área de servicios y el sótano.

A continuación se presenta una tabla con las diferentes áreas y el tratamiento a realizar por local:

LOCAL	TRATAMIENTO TERMICO	HUMEDAD	VENTILACIÓN
SALA PRINCIPAL	FRIO/CALOR	SI	SI
VESTIBULO / RECEPCIÓN	FRIO/CALOR	NO	NO
SANITARIOS	FRIO/CALOR	NO	SI
CUARTO DE MÁQUINAS	NO	NO	SI

### 8.4 Descripción del sistema

La propuesta constará de una producción de frío y de calor por un sistema Agua/Agua con refrigerante. Para la climatización del edificio, se utilizaran unidades de tratamiento de aire de diferentes dimensiones. Para la sala principal se utilizarán dos unidades, mientras que en las áreas de servicios y vestíbulo se utilizaron unidades de tratamiento de aire independientes y de bajo relieve para su instalación sobre el plenum.

### 8.5 Parámetros de cálculo

Para el cálculo del sistema de climatización especificado y de cara a satisfacer las condiciones de bienestar e higiene, según especificaciones de la IT 1 del RITE, se han tomado los siguientes parámetros:

## **8.5.1 Calidad térmica**

### **8.5.1.1 Temperaturas**

Las condiciones de cálculo son las obtenidas del Anuario de datos meteorológicos del Servicio Meteorológico de Cataluña de la población donde se ubica el edificio.

Condiciones exteriores:

- Temperatura seca verano: 30 o C
- Humedad relativa verano: 65%
- Temperatura seca invierno: 3.47 o C
- Humedad relativa invierno: 70%

Las condiciones interiores vienen estipuladas por la IT 1.1.4.1.2 a) y son las expresadas en la siguiente tabla:

Condiciones interiores:

- Temperatura seca verano: 24 o C
- Humedad relativa verano: 50%
- Temperatura seca invierno: 21 o C
- Humedad relativa invierno: 40%

Tanto en invierno como en verano la temperatura interior se ajustará en relación con el exterior, tal y como ordena la IT.1.1.1.1.2 2. Este parámetro se mantendrá constante en la zona ocupada.

### **8.5.1.2 Calidad del aire interior**

#### **8.5.1.2.1 Ventilación**

El índice de ventilación seguirá las especificaciones de la IT 1.1.4.2 y de la UNE-EN 13779. En términos genéricos y siguiendo el método indirecto de cálculo por persona, las cantidades mínimas de aire exterior a aportar a las diferentes salas será de:

Tabla 1.4.2.1 Caudales de aire exterior, en $\text{dm}^3/\text{s}$ por persona	
Categoría	$\text{dm}^3/\text{s}$ por persona
IDA 1	20
IDA 2	12,5
IDA 3	8
IDA 4	5

[14]

- IDA 1 (aire de óptima calidad): hospitales, clínicas, laboratorios y guarderías.
- IDA 2 (aire de buena calidad): oficinas, residencias (locales comunes de hoteles y similares, residencias de ancianos y de estudiantes), salas de lectura, museos, salas de tribunales, aulas de enseñanza y asimilables y piscinas.
- IDA 3 (aire de calidad media): edificios comerciales, cines, teatros, salones de actos, habitaciones de hoteles y similares, restaurantes, cafeterías, bares, salas de fiestas, gimnasios, locales para el deporte (salvo piscinas) y salas de ordenadores.
- IDA 4 (aire de calidad baja)

Para locales donde la ocupación por personas no sea permanente los caudales mínimos de ventilación podrán ser:

Tabla 1.4.2.4 Caudales de aire exterior por unidad de superficie de locales no dedicados a ocupación humana permanente.	
Categoría	$\text{dm}^3/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$
IDA 1	no aplicable
IDA 2	0,83
IDA 3	0,55
IDA 4	0,28

[14]

Por tratarse de un edificio de uso múltiple en general, pero con gran tendencia a utilizarse para sala de eventos, o salón de fiestas se ha utilizado un régimen de ventilación de  $8 \text{ dm}^3/\text{s}$  por persona, el cual equivale a  $28.8 \text{ m}^3/\text{hr}$  persona.

En el caso del área de recepción o vestíbulo, se considera un régimen de IDA 3, pero con una valoración de  $0.55 \text{ dm}^3/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$  ya que no habrán personas en el espacio de ocupación permanente, solo será utilizado de tránsito.

### 8.5.1.2.2 Filtración

El aire de aportación estará filtrado según las especificaciones de la IT 1.1.4.2.4. En función de las características del aire exterior (ODA) y del aire interior (IDA) las claras SSES de filtración quedan resumidas en la siguiente tabla:

- ODA 1: aire puro que se ensucia sólo temporalmente (por ejemplo polen).
- ODA 2: aire con concentraciones altas de partículas y, o de gases contaminantes.
- ODA 3: aire con concentraciones muy altas de gases contaminantes (ODA 3G) y, o de partículas (ODA 3P).

Tabla 1.4.2.5 Clases de filtración				
Calidad del aire exterior	Calidad del aire interior			
	IDA 1	IDA 2	IDA 3	IDA 4
ODA 1	F9	F8	F7	F5
ODA 2	F7 + F9	F6 + F8	F5 + F7	F5 + F6
ODA 3	F7+GF (*)+F9	F7+GF+F9	F5 + F7	F5 + F6

[14]

Se preverá filtrado a la entrada de aire exterior y aire recirculado el que cuente con las especificaciones de ODA 1 para el área de multiusos, el área de vestíbulo y el área de servicios. Los recuperadores de calor irán protegidos con filtros clase F6 o superior.

### 8.5.1.2.3 Extracción

La extracción del edificio se realizará en función de las características del aire interior. En función de este parámetro, la clasificación de los locales y el posible uso del aire de extracción se especifican en la siguiente tabla:

- AE 1 (bajo nivel de contaminación): aire que procede de los locales en los que las emisiones más importantes de contaminantes proceden de los materiales de construcción y decoración, además de las personas.
- Está excluido el aire que procede de locales donde se permite fumar. Están incluidos en este apartado: oficinas, aulas, salas de reuniones, locales comerciales sin emisiones específicas, espacios de uso público, escaleras y pasillos.
- AE2 (moderado nivel de contaminación): aire de locales ocupado con más contaminantes que la categoría anterior, en los que, además, no está prohibido fumar. Están incluidos en este apartado: restaurantes, habitaciones de hoteles, vestuarios, aseos, cocinas domésticas (excepto campana extractora), bares, almacenes.
- AE3 (alto nivel de contaminación): aire que procede de locales con producción de productos químicos, humedad, etc. Están incluidos en este apartado: saunas, cocinas industriales, imprentas, habitaciones destinadas a fumadores.
- AE 4 (muy alto nivel de contaminación): aire que contiene sustancias olorosas y contaminantes perjudiciales para la salud en concentraciones mayores que las permitidas en el aire interior de la zona ocupada. Están incluidos

en este apartado: extracción de campanas de humos, aparcamientos, locales para manejo de pinturas y solventes, locales donde se guarda lencería sucia, locales de almacenamiento de residuos de comida, locales de fumadores de uso continuo, laboratorios químicos. [RITE]

Como resumen de las áreas, se especifica que el área de usos múltiples o salón de fiestas, es utilizado como AE 1, por lo cual puede ser retornado a los locales.

En el área de recepción o vestíbulo, se clasifica como AE 1 por lo que puede ser reutilizado, pero dado el uso del espacio, no será considerado como reutilización debido a que tiene unas puertas que están en constante funcionamiento y la recirculación del aire recogería partículas de la calle, por lo que se evita la recirculación.

Para el área de servicios, clasifica como un AE2 por lo que especifica que el aire no se puede recircular. Se tiene la obligación de generar extracción hacia el exterior y la introducción de aire nuevo.

#### **8.5.1.3 Insonorización**

Se tomarán las medidas adecuadas para que no se produzcan niveles de presiones sonoras superiores a los indicados para las diferentes zonas, según las especificaciones del DB HR del CTE.

Las salas de máquinas dispondrán de los aislamientos correspondientes que eviten la transmisión de ruidos y vibraciones los espacios adyacentes.

En general, los elementos de la instalación de climatización susceptibles de transmitir ruidos o vibraciones, como plantas enfriadoras o bombas de calor, climatizadores y ventiladores, se dotarán con elementos que eviten la propagación de estas, como silent-blocks, y en caso de ir apoyados se dotarán de bancada anti vibratoria sobre capa de nivelación. Entre la bancada y la capa mencionada se colocará un espesor de material aislante tipo PKB-2 o similar.



#### 8.5.1.4 Control de calidad del aire interior

Según el IT 1.2.4.3.3 los sistemas de ventilación y climatización, ya sean centralizados o individuales, tendrán que ser controlados dependiendo de la tabla especificada en el RITE.

Tabla 2.4.3.2 Control de la calidad del aire interior.		
Categoría	Tipo	Descripción
IDA-C1		El sistema funciona continuamente.
IDA-C2	Control manual.	El sistema funciona manualmente, controlado por un interruptor.
IDA-C3	Control por tiempo.	El sistema funciona de acuerdo a un determinado horario.
IDA-C4	Control por presencia.	El sistema funciona por una señal de presencia (encendido de luces, infrarrojos, etc.).
IDA-C5	Control por ocupación.	El sistema funciona dependiendo del número de personas presentes.
IDA-C6	Control directo.	El sistema está controlado por sensores que miden parámetros de calidad del aire interior (CO <sub>2</sub> o VOCs).

[14]

En referencia a los diferentes sistemas de control, para el proyecto se utilizarán diferentes sistemas.

Para el área de usos múltiples, o sala de fiestas, como está pensada para tener ocupación humana permanente, solo puede utilizar el sistema de control de categoría IDA-C5 o IDA-C6, por lo que se opta por un control tipo IDA-C6, el cual está controlado por sensores que miden parámetros de calidad del aire interior.

Para el área de vestíbulo y servicios, debido a que no es para ocupación permanente, se especifica un diseño y control tipo IDA-C2 el cual es controlado manualmente.

## 8.6 Sistema Hidráulico

### 8.6.1 Cuarto de máquinas

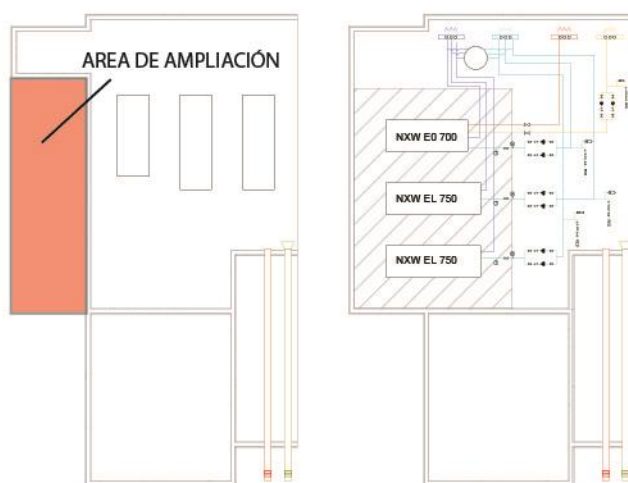
Se seleccionó la planta sótano para ubicar el cuarto de máquinas hidráulico ya que la ubicación de la zona es adecuada debido a que se encuentra en la parte inferior del edificio y se crea una especie de aislamiento por zona.

Se realiza una modificación a las dimensiones del cuarto, ya que no cuenta con el espacio suficiente para albergar los equipos de producción de frío y calor que se describirán en el apartado 8.6.2

La altura del cuarto de máquinas es correcta, ya que la altura de la sala es superior a los 2.50 m y existe el espacio suficiente para respetar una altura libre de 0.5 metros de altura libre de tuberías y obstáculos como se especifica en el IT.1.3.4.1.2.6. Igualmente después de realizar la modificación se contará con el espacio suficiente para que las instalaciones térmicas sean perfectamente accesibles para la realización de mantenimiento, vigilancia y conducción.

Se realizan modificaciones al mismo para poder cumplir con la normativa vigente y estar en condiciones de utilización de cuarto de máquinas. Entre las modificaciones, se instalará un sistema de ventilación forzada en base a las exigencias del RITE, debido a que el cuarto no cuenta con las características adecuadas para generar una ventilación directa.

A continuación se representa un esquema de distribución de del cuarto de máquinas con la ampliación necesaria para montar los equipos:



**Imagen 8-1 Esquema de ampliación de cuarto de máquinas**

### 8.6.2 Dimensionado de máquina productora de frío y calor

Para dimensionar la máquina productora de frío y calor se tomaron en cuenta las cargas de demanda proporcionadas en la siguiente tabla:

CARGAS DEL LOCAL				
	POTENCIA FRIGORÍFICA		POTENCIA CALORÍFICA	
	Kcal/hr	kW	Kcal/hr	kW
Zona central				
UTA 1	252840	294	90300	105
UTA 2	252840	294	90300	105
Vestíbulo				
UTA CH-1	4816	5.6	4042	4.7
Servicios				
UTA CH-1	7335.8	8.53	8058.2	9.37
TOTAL	517831.8	602.13	192700.2	224.07

Al analizar las cargas, se puede ver una diferencia notable entre las frigoríficas y las caloríficas, por lo que se decide utilizar un equipo de producción de calor y frío, y a su vez complementarlo con dos productoras de frío para complementar la demanda del local.

Se consideró un sistema de agua/agua por refrigerante ya que las dimensiones de los equipos son más reducidas a diferencia de otros con las mismas prestaciones.

Los equipos tendrán de soporte un depósito de inercia, el cual ayude a establecer la temperatura del circuito hidráulico y a su vez evite el constante arranque de las máquinas y aumente su vida útil. El hecho de tener unos horarios puntuales de uso, es una opción fiable para el sistema. El volumen del depósito de inercia se calculó de la siguiente manera:

$$V_A = \frac{P \cdot \text{Tiempo}}{\delta \cdot C_p \cdot \Delta T}$$

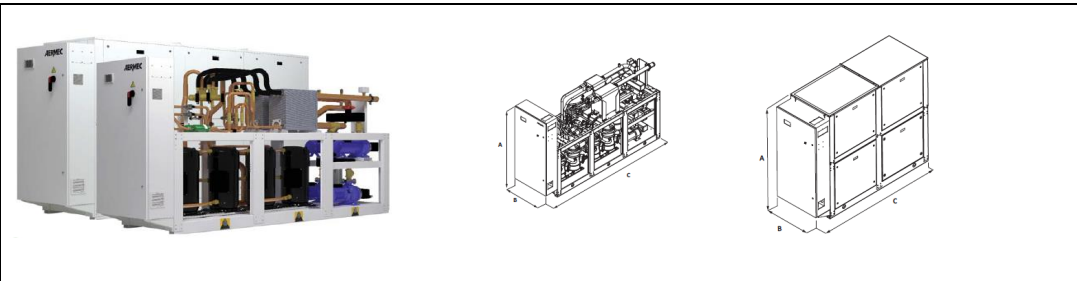
$P = 588 \text{ kW}$   
 $P = 505,588.99 \text{ kcal/hr}$   
 $T = 1/60 \text{ (1 hora)}$   
 Densidad del agua = 1 kg/litro  
 Calor específico = 1 kcal/kg C

Volumen del depósito de inercia: 5,617 litros

El modelo seleccionado para la producción de calor es el NXW L 0700 el cual tiene una aportación frigorífica de 188 kW y 205 kW de potencia calorífica, lo cual nos da la potencia necesaria requerida por el local. De forma complementaria, se instalan dos máquinas frigoríficas para aportar la potencia de refrigeración en su carga máxima del local. Los modelos seleccionados son el NXW EL 750, los cuales constan de una potencia de 209 kW cada uno dando un total de 418 kW adicionales para complementar la carga frigorífica.

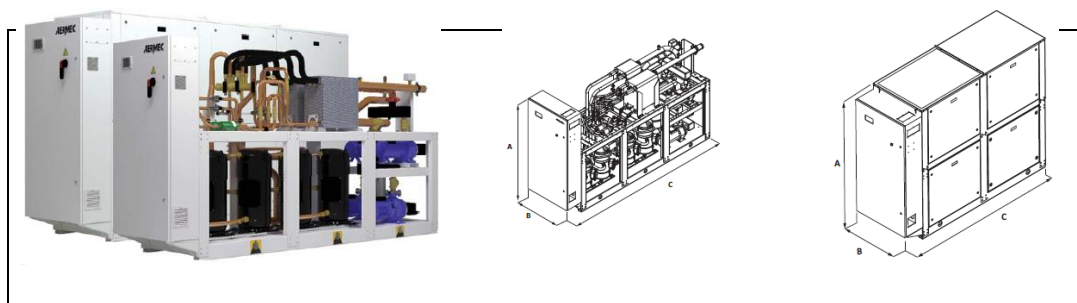
Esto nos da un total de 606 kW de potencia frigorífica instalada, y 205 kW de potencia calorífica.

Se anexan las características de los dos sistemas:

Datos Generales	
	
Modelo:	NXW L 0700
Marca:	Aermec
Descripción	NXW es la gama de bombas de calor con condensación por agua, que funcionan con refrigerante R410A. Se trata de una unidad para instalación interior, con compresores herméticos scroll que responden perfectamente a las exigencias del mercado terciario: orientado a obtener la máxima eficacia, facilidad de instalación y bajo ruido.
Dimensionado	
Referencia en el plano	F1
Medidas	1885mm x 800mm x 2090mm

Potencia de calefacción	205 kW
Potencia de refrigeración	188 kW
Potencia absorbida total	38,93 kW
Unidades	1
Ubicación	Planta sótano-cuarto de maquinas
Caudal agua evaporador	32508 l/h
Potencia sonora	82dB(A)
Presión sonora	50dB(A)
Peso en vacío	900 kg

#### Datos Generales



Modelo:	NXW EL 750
Marca:	Aermec
Descripción	NXW es la gama de bombas de calor con condensación por agua, que funcionan con refrigerante R410A. Se trata de una unidad para instalación interior, con compresores herméticos scroll que responden perfectamente a las exigencias del mercado terciario: orientado a obtener la máxima eficacia, facilidad de instalación y bajo ruido.
Dimensionado	
Referencia en el plano	F2
Medidas	1885mm x 800mm x 2420mm
Potencia de refrigeración	209 kW
Potencia absorbida total	48,8 kW
Unidades	2
Ubicación	Planta sótano-cuarto de maquinas

Caudal agua evaporador	35935 l/h
Potencia sonora	86dB(A)
Presión sonora	54dB(A)
Peso en vacío	986 kg

### 8.6.3 Dimensionado de tuberías

Las tuberías se han dimensionado limitando las pérdidas de presión en 30 mm.ca/mi la velocidad a 2 m / s. los valores de los diámetros obtenidos son los siguientes:

Tubería de impulsión de agua fría – DN de 100 mm

Tubería de retorno de agua fría – DN de 100 mm

Tubería de impulsión de agua caliente – DN de 65 mm

Tubería de retorno de agua caliente – DN de 65 mm

Tubería de Agua fría de colector a máquina Impulsión y Retorno – DN de 150 mm

Tubería de Agua Caliente de colector a máquina Impulsión y Retorno – DN de 80 mm

#### 8.6.3.1 Válvulas

Se dispondrá de válvulas de corte para la sectorización de cada uno de los elementos y en los diferentes ramales de la distribución.

Asimismo se dotará a la red de distribución de válvulas de equilibrado para garantizar los caudales en cada uno de los elementos que configuran la instalación y se instalarán válvulas micrométricas en los circuitos primarios y válvulas de presión diferencial en los ramales.

Según la IT 1.3.4.2.4 el circuito de frío se dotará de un sistema de expansión, El cálculo de este equipo se realiza aplicando la UNE 100155 basándose en el volumen del agua en el interior de la instalación, de las temperaturas máximas y mínimas en la tubería y de las presiones que se alcanzan. Igualmente en los circuitos primarios de generadores de calor se dispondrá de interruptor de flujo. En los circuitos de frío se dispondrá de interruptor de flujo.

Todas las unidades terminales por agua tendrán válvulas de cierre en la entrada y en la salida del fluido portador, así como un dispositivo manual o automático, para poder modificar las aportaciones térmicas, una de las válvulas será específicamente destinada para el equilibrado del sistema.

### **8.6.3.2 Aislamiento**

Para el cálculo del aislamiento de las tuberías que portan agua fría y caliente se utilizó el método simplificado expuesto en IT 1.2.4.2.1.2. Los resultados son los siguientes:

#### **Tubería de impulsión de agua fría**

Interior - DN de 100 mm - Aislamiento de 40mm

Exterior - DN de 100 mm – Aislamiento de 60mm

#### **Tubería de retorno de agua fría**

Interior - DN de 100 mm – Aislamiento de 40mm

Exterior - DN de 100 mm – Aislamiento de 60mm

#### **Tubería de impulsión de agua caliente**

Interior - DN de 65 mm – Aislamiento de 30mm

Exterior - DN de 65 mm – Aislamiento de 40mm

#### **Tubería de retorno de agua caliente**

Interior - DN de 65 mm – Aislamiento de 30mm

Exterior - DN de 65 mm – Aislamiento de 40mm

### **Tubería de Agua fría de colector a máquina Impulsión y Retorno**

Interior – DN de 150 mm – Aislamiento de 40 mm

### **Tubería de Agua Caliente de colector a máquina Impulsión y Retorno**

Interior – DN de 80 mm – Aislamiento de 40 mm

## **8.6.4 Dimensionado de colectores**

Para el dimensionado de los colectores se establece que la velocidad del paso del agua a través de los mismos es entre 0.2 y 0.25 m/s para la totalidad del cabal.

### **8.6.4.1 Dimensionado de colector de impulsión de agua fría**

Potencia acumulada de 254,794.50 kcal/hr = 602.14 kW

$$\frac{602.14 \text{ Kw/ut} \cdot 860 \text{ Kcal/h/Kw}}{5^{\circ}\text{C} \cdot 1 \text{ KCal/}^{\circ}\text{C} \cdot \text{litro}} = 103,568 \text{ litros/hora} = 28.76 \text{ litros/segundo}$$

$$\frac{28.76 \text{ dm}^3/\text{s}}{0.25 \text{ m/s}} = \frac{28.76 \text{ dm}^3/\text{s}}{2.5 \text{ dm/s}} = 11.50 \text{ dm}^2 \text{ de sección}$$

$$\text{Equivalencia de colector: } R = \sqrt{11.50 \text{ dm}^2 / \pi} = 1.91 \text{ dm}$$

Diámetro de: 386 mm que equivale en proyecto a un colector de 400mm

### **8.6.4.2 Dimensionado de colector de retorno de agua fría**

Potencia acumulada de 254,794.50 kcal/hr = 602.14 kW

$$\frac{602.14 \text{ Kw/ut} \cdot 860 \text{ Kcal/h/Kw}}{5^{\circ}\text{C} \cdot 1 \text{ KCal/}^{\circ}\text{C} \cdot \text{litro}} = 103,568 \text{ litros/hora} = 28.76 \text{ litros/segundo}$$

$$\frac{28.76 \text{ dm}^3/\text{s}}{0.25 \text{ m/s}} = \frac{28.76 \text{ dm}^3/\text{s}}{2.5 \text{ dm/s}} = 11.50 \text{ dm}^2 \text{ de sección}$$

$$\text{Equivalencia de colector: } R = \sqrt{11.50 \text{ dm}^2 / \pi} = 1.91 \text{ dm}$$

Diámetro de: 386 mm que equivale en proyecto a un colector de 400mm



#### 8.6.4.3 Dimensionado de colector de impulsión de agua caliente

Potencia acumulada de 192,707.25 kcal/hr = 228.40 kW

$$\frac{228.40 \text{ Kw} \cdot 860 \text{ Kcal/h/Kw}}{10^\circ\text{C} \cdot 1 \text{ KCal/}^\circ\text{C} \cdot \text{litro}} = 19,642.4 \text{ litros/hora} = 5.45 \text{ litros/segundo}$$

$$\frac{5.02 \text{ dm}^3/\text{s}}{0.25 \text{ m/s}} = \frac{5.02 \text{ dm}^3/\text{s}}{2.5 \text{ dm/s}} = 2.18 \text{ dm}^2 \text{ de sección}$$

$$\text{Equivalencia de colector: } R = \sqrt{2.18 \text{ dm}^2 / \pi} = 0.83 \text{ dm}$$

Diámetro de: 166 mm que equivale en proyecto a un colector de 200mm

#### 8.6.4.4 Dimensionado de colector de retorno de agua caliente

Potencia acumulada de 192,707.25 kcal/hr = 228.40 kW

$$\frac{228.40 \text{ Kw} \cdot 860 \text{ Kcal/h/Kw}}{10^\circ\text{C} \cdot 1 \text{ KCal/}^\circ\text{C} \cdot \text{litro}} = 19,642.4 \text{ litros/hora} = 5.45 \text{ litros/segundo}$$

$$\frac{5.02 \text{ dm}^3/\text{s}}{0.25 \text{ m/s}} = \frac{5.02 \text{ dm}^3/\text{s}}{2.5 \text{ dm/s}} = 2.18 \text{ dm}^2 \text{ de sección}$$

$$\text{Equivalencia de colector: } R = \sqrt{2.18 \text{ dm}^2 / \pi} = 0.83 \text{ dm}$$

Diámetro de: 166 mm que equivale en proyecto a un colector de 200mm

#### 8.6.5 Protección contra ruido

A la salida de las bombas se instalarán conectores flexibles para atenuar la transmisión del ruido y las vibraciones a lo largo de la red de distribución. [cte código técnico de la edificación]

Los soportes y colgantes para tramos de la red interior con tubos metálicos que transporten el agua a velocidades de 1.5 y 2.0 m/s serán anti vibratorios. Igualmente se utilizarán anclajes y guisa flexibles que vayan a estar rígidamente unidos a la estructura del edificio. [cte código técnico de la edificación]

Para los equipos de bomba, se instalará una bancada de inercia específica para cada uno de los equipos.

### 8.6.6 Sistema de ventilación

Para el sistema de ventilación y en conformidad con la normativa RITE se instala un ventilador para realizar la ventilación por aire forzado en el cuarto de máquinas. Para la selección del ventilador se tiene en cuenta la potencia nominal instalada y el área del cuarto de máquinas según IT 1.3.4.1.2.7

$$1.8 * PN + 10 * A$$

Siendo PN la potencia nominal instalada

A la superficie de la sala en m<sup>2</sup>

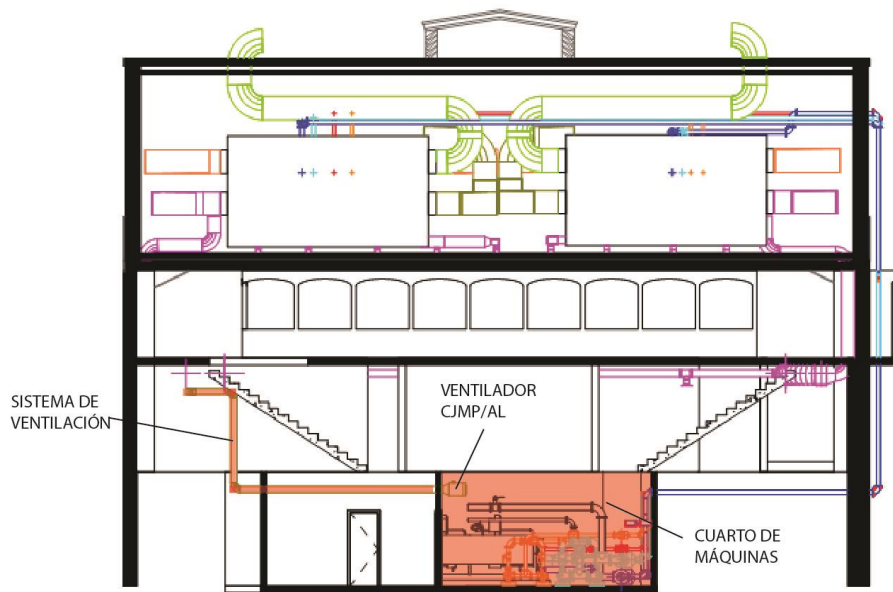
$$1.8 (602.5) + 10 (38.24) = 1466.91 \text{ m}^3/\text{hr}$$

El caudal de extracción de la boca esta es de  $Q = 10 * A$  lo que equivale a un caudal de 382.4 m<sup>3</sup>/hr para el sistema de extracción.

Se proponen dos ventiladores CJMP/AL para el sistema de ventilación del edificio ya que cumplen con la norma UNE – 60-601-2006 en referencia a las necesidades en cuartos de máquinas



Imagen 8-2 Detalle de instalación de ventilación



**Imagen 8-3 Detalle de sistema de ventilación en cuarto de máquinas**

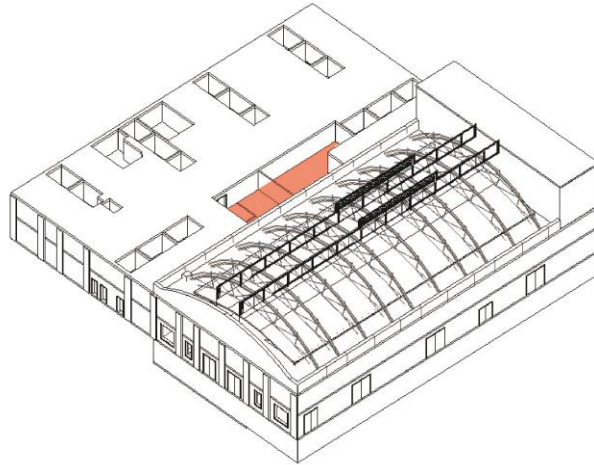
## **8.7 Sistemas de Tratamiento de Aire**

### **8.7.1 Cuarto de Máquinas**

Para la ubicación de las Unidades de tratamiento de aire que abastecerán a la zona principal se realizó una detallada inspección de las diferentes áreas con las características adecuadas para la instalación de los equipos.

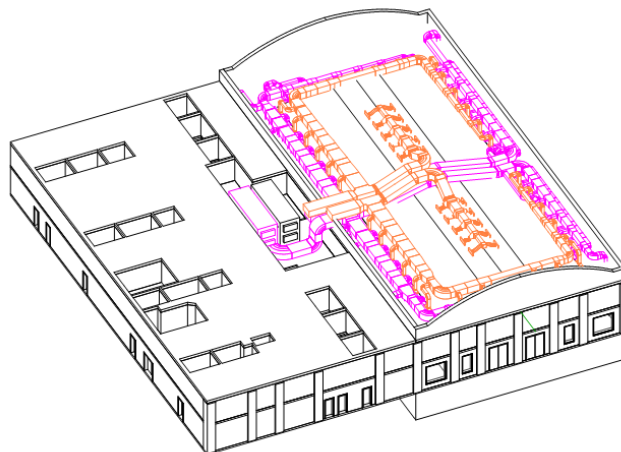
Se planteó la posibilidad de ubicar los equipos en el patio interior del recinto y se evaluaron los siguientes parámetros el área:

- Ubicación de la zona
- Dimensiones de la zona
- Ruido debido a cercanías del área a tratar
- Costo de equipos
- Costo de rehabilitación del área



**Imagen 8-4 Patio exterior con posibilidad de instalación de UTA**

Se realizó un previo diseño del equipo utilizando las medidas de las unidades de tratamiento de aire, y el resultado fue que para instalar las UTAs, habría que consumir el total del espacio del patio interior, lo cual es inaceptable. Este tipo de máquinas, por consecuencia, generarían ruido directo a los vecinos, lo cual sería una molestia. Las dimensiones de altura de los fueron otro factor determinante para evitar su selección.

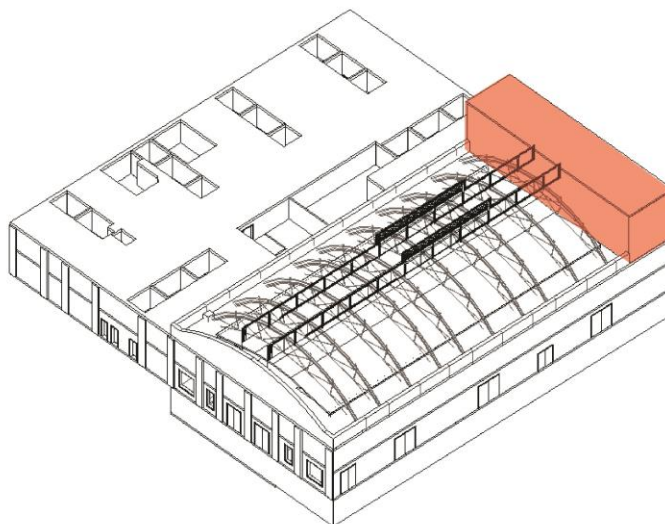


**Imagen 8-5 Distribución de Unidades de tratamiento de aire en patio de servicio**

En el edificio no existe otra área donde se puedan instalar los equipos, por lo que se planteó realizar una modificación a la cubierta existente para poder generar el espacio suficiente para la instalación de los equipos. Esto genera una

distribución favorable de los ductos de climatización hacia el interior del edificio debido a su proximidad.

A continuación se muestra una imagen con del espacio de la cubierta seleccionado para la implantación de los equipos de tratamiento de aire:



**Imagen 8-6 Modificación de azotea con posibilidad de instalación de UTA**

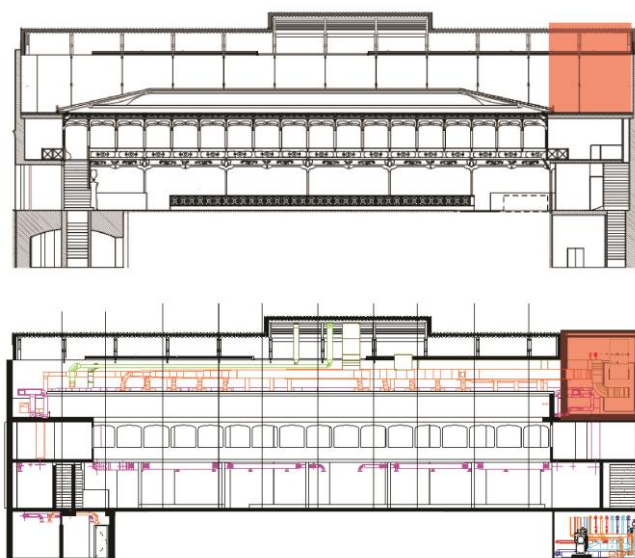
Es importante mencionar que no se llega a los estudios estructurales de la modificación de la cubierta, debido a que no se encuentra en el alcance del proyecto.

Se seleccionaron unas unidades de tratamiento que cumplieran con las características adecuadas para su instalación en intemperie, y de esa manera cumplir el siguiente punto especificado por la IT 1.3.4.1.2.1

*“No tienen consideración de sala de máquinas los locales en los que se sitúen generadores de calor con potencia térmica nominal menor o igual que 70 kW o los equipos autónomos de climatización de cualquier potencia, tanto en generación de calor como de frío, para tratamiento de aire o agua, preparados en fábrica para instalar en exteriores” [14]*

Por consiguiente, las máquinas pueden ser ubicadas en la cubierta del edificio sin entrar en una categoría de cuarto de máquinas, lo cual garantiza la optimización del espacio y su distribución.

Otro factor importante es que se encuentran alineadas con el cuarto de máquinas ubicado en la parte sótano del edificio y esto genera una integración entre la productora de frío y calor y las unidades de tratamiento de aire.



**Imagen 8-7 Modificación en azotea para instalación de las unidades de tratamiento de aire**

Para los sistemas de tratamiento de aire ubicados en el vestíbulo y el área de servicios se proponen unas unidades de bajo perfil que cumpliesen con las exigencias de carga térmica y tengan un nivel de potencia sonora reducido.

### **8.7.2 Equipos de tratamiento de aire**

A continuación se describen las características de los equipos seleccionados para el tratamiento de aire:

**Unidad de tratamiento de aire Modelo TROX serie TKM 50 (exterior) (2 unidades)**

Para el tratamiento del aire de la zona principal se seleccionó la unidad de tratamiento de aire TROX TKM 50, ya que tienen unas excelentes prestaciones y se adecúan al RITE (Reglamento de Instalaciones Térmicas de los Edificios), en términos de ventilación, enfriamiento gratuito, recuperación del aire extraído y eficiencia de motores y ventiladores.

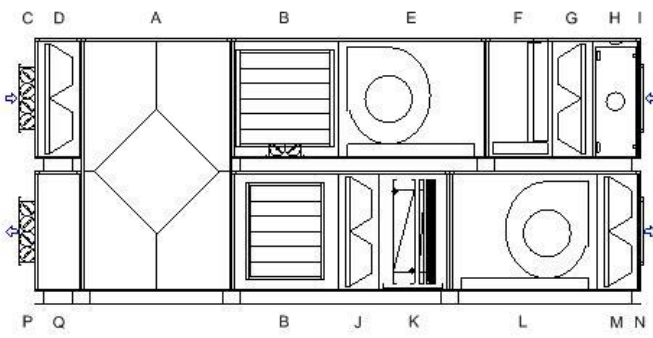
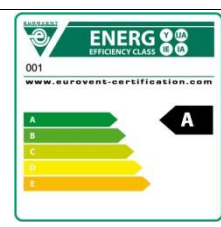
Estas unidades se caracterizan por estar construidas con bastidor auto portante de perfil estructural de acero lacado, paneles de 30 mm de espesor fabricados con chapa interior galvanizada y chapa exterior pre lacada en gris y aislamiento térmico de poliuretano.

Los paneles de cierre son de tipo sándwich con chapa exterior pre lacada y chapa interior de acero galvanizado, con aislamiento intermedio de poliuretano de 30 mm de espesor y junta de estanqueidad perimetral. Las puertas son de la misma ejecución que los paneles, y están dotadas de bisagras y manecillas de apertura rápida. Los paneles quedan enrasados con el bastidor - tanto en el interior como en el exterior del equipo - quedando superficies planas que facilitan las labores de limpieza y mantenimiento. Cada módulo va soportado sobre un zócalo formado por perfiles tipo U de chapa de acero galvanizado y laminado en frío.

La sección de atenuación acústica está formada por celdillas de silenciador de TROX, que ofrecen una muy reducida pérdida de carga y una elevada amortiguación del espectro sonoro del ventilador

El equipo cumple con la norma EN 1886 en la resistencia mecánica, la estanqueidad, el caudal de fuga de aire por derivación a través de la pared del filtro, la transmisión térmica, el puente térmico y el aislamiento acústico.

A continuación se presenta la tabla con las especificaciones del equipo:

		<p>Unidad de tratamiento de aire TKM 50 Estandar con carcasa formada por bastidor autoportante de perfil de chapa de acero galvanizada y pintada, con junta de estanqueidad perimetral. Paneles de cierre tipo sandwich de 30mm. de espesor con chapa galvanizada interior y chapa prelacada exterior. Aislamiento de poliuretano. Puertas de intervención con cierres rápidos.</p> <p>NOTAS</p> <p>SUPLEMENTOS</p>
Dimensiones aproximadas (Ancho x Alto x Largo): 2150x2940x6690 mm. Peso aproximado: 3654 kg. Ejecución para exterior.		

FILTROS				Pérdida de carga (Pa)	
ID	Tipo	Accesorios	Q (m3/h)	Inicial/Considerada	
D	Filtro compacto clase F6	-	16012	33/117	
G	Filtro compacto clase F6	-	19884	46/123	
J	Filtro compacto clase F7	-	19884	59/130	
M	Filtro compacto clase F9	-	19884	82/191	

VENTILADORES				Presión (Pa)		LWA	
ID	Modelo/ Tipo/ Categoría	Accesorios	Q(m3/h)/ rpm	Total/Estática/Est. Disp.		dB(A)	
E	RZR 11-0560/ Reacción/ SFP 3	-	19884/ 1297	639/528/200		85,1	
L	RZR 11-0560/ Reacción/ SFP 4	-	19884/ 1560	1170/1059/200		86,7	

RECUPERADORES				Aire		
ID	Modelo	Eficiencia	Lado	Q(m3/h)/ Dp(Pa)	Entrada	Salida
A	PWT 10/1000/2050-9.0	51%	Impulsión	19884 /152	3,5°C/65,0%	14,0°C/31,9%
			Retorno	19884 /152	24,0°C/50,0%	16,0°C/73,7%

BATERÍAS				Aire			Agua	
ID	Modelo	Tipo	Potencia (kW)	Q(m3/h)/ v(m/s)/ Dp(Pa)	Entrada	Salida	Q(l/h)/ Dp(kPa)	(°C)
K	19T-8R-1800A-3"	Refrigeración	261,94	19884/ 2,69/ 164	30,0°C/65,0%	12,8°C/98,7%	45045/ 31,7	7,0/12,0
K	19T-2R-1800A-2"	Calefacción	122,69	19884/ 2,69/ 54	3,5°C/ -	21,5°C/ -	5275/ 0,7	55,0/35,0
K	Separador de gotas	Polipropileno	-	19884/ 2,69/ 52	-	-	-	-

HUMECTADORES				Aire		
ID	Modelo/Tipo			Q(m3/h)/ Dp(Pa)	Entrada	Salida
F	HEF2E-FibraVidrio-100-2060x1270/ Adiabático	Eficiencia 81%		19884/ 53	24,0°C/50,0%	18,4°C/88,0%

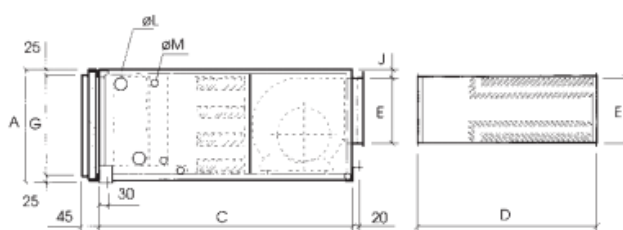
ENTRADAS/SALIDAS			
ID	Tipo	Modelo	Regulación
B	Compuerta	JZ-B/600x345	Manual
B	Compuerta	JZ-B/800x1005	Manual
B	Compuerta	JZ-B/1000x1005	Manual
C	Compuerta	JZ-B/1200x675	Manual
I	Marco metu	MM-1200x675	-
N	Marco metu	MM-1200x675	-
P	Compuerta	JZ-B/1200x675	Manual

SECCIONES VACÍAS		
ID	Longitud	Notas
H	500 mm	



## Unidad de tratamiento de aire horizontal ServoClima serie CHI para vestíbulo y área de servicios

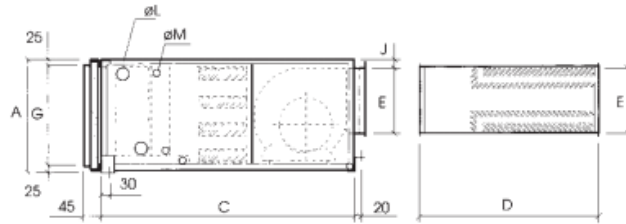
### Datos Generales



Modelo:	CHI-10
Marca:	ServoClima
Descripción	<p>Unidad de tratamiento de aire de estructura con perfil y escuadras de aluminio sin soldaduras, envoltorio de chapa galvanizada y lacada, 1,2 mm de espesor, aislamiento térmico y acústico de gran capacidad de absorción a base de caucho (LA) de alta densidad y espuma de poliuretano tipo Ipacel.</p> <p>Ventiladores de motor incorporado, regulable, equilibrado estática y dinámicamente, montado sobre antivibradores. Silenciador aspiración y silenciador de impulsión. Incluye un regulador de velocidad para adaptar el caudal de aire.</p>
Dimensionado	

Medidas	370mm x 800mm x 1000mm
Caudal	879 m3/hr demanda, 900 m3/hr caudal máximo
Ubicación	Vestíbulo
Unidades	1
Batería de frío	5.56 kW
Batería de calor	7.9 kW
Potencia Sonora	Zona impulsión : 35.3 dB(A) Zona de aspiración: 37.6 dB(A)
Peso	94 kg

## Datos Generales

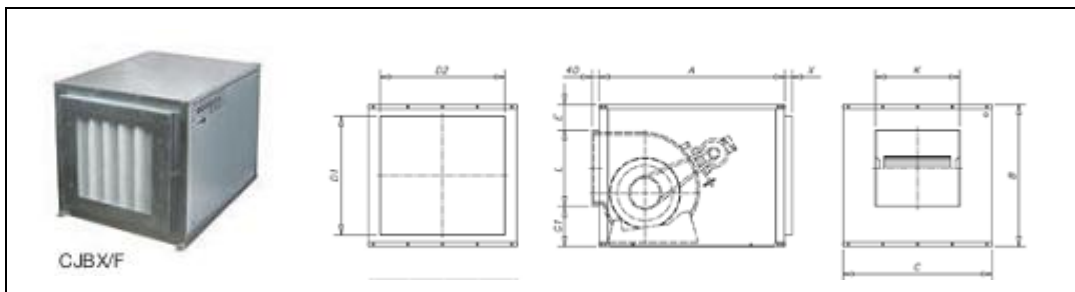


Modelo:	CHI-10
Marca:	ServoClima
Descripción	<p>Unidad de tratamiento de aire de estructura con perfil y escuadras de aluminio sin soldaduras, envoltorio de chapa galvanizada y lacada, 1,2 mm de espesor, aislamiento térmico y acústico de gran capacidad de absorción a base de caucho (LA) de alta densidad y espuma de poliuretano tipo Ipacel.</p> <p>Ventiladores de motor incorporado, regulable, equilibrado estática y dinámicamente, montado sobre antivibradores. Silenciador aspiración y silenciador de impulsión. Incluye un regulador de velocidad para adaptar el caudal de aire.</p>
Dimensionado	

Medidas	370mm x 800mm x 1000mm
Caudal	925 m3/hr demanda, 1150 m3/hr caudal máximo
Ubicación	Area de Servicios
Unidades	1
Batería de frío	9.35 kW
Batería de calor	9.7 kW
Potencia Sonora	Zona impulsión : 35.3 dB(A) Zona de aspiración: 37.6 dB(A)
Peso	94 kg

## Ventilador para área de servicios:

## Datos Generales

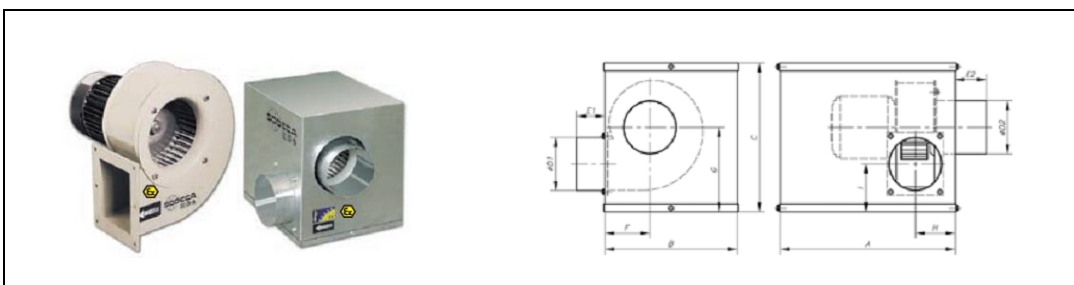


Modelo:	CJBX/AL 7/7-0.25
Marca:	SODECA
Descripción	Unidad de ventilación a transmisión, aisladas acústicamente, equipadas con ventiladores de doble aspiración. Turbina de alta calidad y gran <b>robustez</b> , equilibrada dinámicamente según ISO-1940, con freilaría de aluminio y chapa pre lacado y prensaestopas para entrada de cable
Dimensionado	

Medidas	650mm x 460mm x 500mm
Distancias	
Caudal	1050 m3/hr
Ubicación	Area de servicios
Unidades	1
Velocidad	1900 r/min
Potencia Sonora	48 dB
Presión Estática	150 Pa
Peso	37 Kg

## Ventilador para cuarto de máquinas:

### Datos Generales



Modelo:	CJMP/AL MOD. 820
---------	------------------

Marca:	SODECA
Descripción	Ventiladores anti chispas en aluminio con certificado de cumplimiento de la norma UNE – 60-601-2006 y de acuerdo a las necesidades en sala de calderas de gas natural
Dimensionado	

Medidas	450mm x 400mm x 450mm
Distancias	
Caudal	1466.91 m3/hr (Caudal máximo de 2100 m3/hr)
Ubicación	Cuarto de máquinas
Unidades	1
Velocidad	1370 r/min
Potencia Sonora	60 dB
Presión Estática	120 Pa
Peso	18 Kg

### 8.7.3 Conductos de climatización

En la propuesta se utilizan dos tipos de conductos; Los conductos rectangulares y los conductos circulares. La diferencia del uso de los conductos es su ubicación en la instalación. De manera que todos los conductos que se encuentran ocultos, son rectangulares, mientras que los conductos que están a la vista redondos.

Se seleccionaron los conductos circulares debido a que el local en el interior cuenta con muchos detalles orgánicos, y los conductos rectangulares no van en armonía con el diseño interior del local.

#### Conductos Rectangulares

Ubicación: Nivel 2, Cuarto de máquinas, área de servicios y vestíbulo

Modelo: ISOVER CLIMAVER A2 PLUS

Se instalan conductos de panel de lana de vidrio de alta densidad, los cuales están revestidos por ambas caras por complejos de aluminio con una

conductividad térmica entre 0.032 y 0.038 W/(m.k) y un valor de coeficiente de absorción acústica entre los 0.20 y 0.50 dependiendo de la frecuencia. A continuación se anexan

Características		Unidades		Valores		
Conductividad térmica ( $\lambda_v$ )	10° C	W/(m · K)	0,032			
	20° C		0,033			
	40° C		0,036			
	60° C		0,038			
Reacción al fuego		Euroclase		A2-s1, d0		
Resistencia a la difusión del vapor de agua		Z (m² · H · Pa/mg)		130		
		S <sub>d</sub> (m)		100		
Estanqueidad		---		Clase D		
Resistencia a la presión		Pa		800		
Coeficiente absorción acústica ( $\alpha$ )		125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 KHz	2 KHz
		0.20	0.20	0.20	0.60	0.50

#### PRESENTACIÓN

Dimensiones (m)		Espesor (mm)	m <sup>2</sup> /bulto	m <sup>2</sup> /palé	m <sup>2</sup> /camión
Largo	Ancho				
3,00	1,19	25	21,42	299,88	2399

**Imagen 8-8 Características técnicas según normativa EN 14303, EN 13403, EN ISO 354, RITE [16]**

## Conductos Circulares

Ubicación: Vestíbulo, planta baja, y área de servicios.

Descripción:

Conductos realizados a partir de planchas de chapa metálica de acero inoxidable. Interior aislamiento Intraver Neto de 25mm de espesor con revestimiento de tejido de vidrio negro de alta resistencia mecánica.

Para el cálculo de la sección de los conductos se ha considerado la pérdida de presión máxima: 0,1 mm.ca/m para limitación de dimensiones de ventiladores y una velocidad máxima de 4m / s para limitación de ruidos y rozamiento en conductos.

Las conexiones entre tramos de conductos y con sus accesorios se realizarán de forma que se asegure una estanqueidad de clase B o superior, lo

que se traduce en unas fugas menores a las especificadas en la norma UNE-12237:

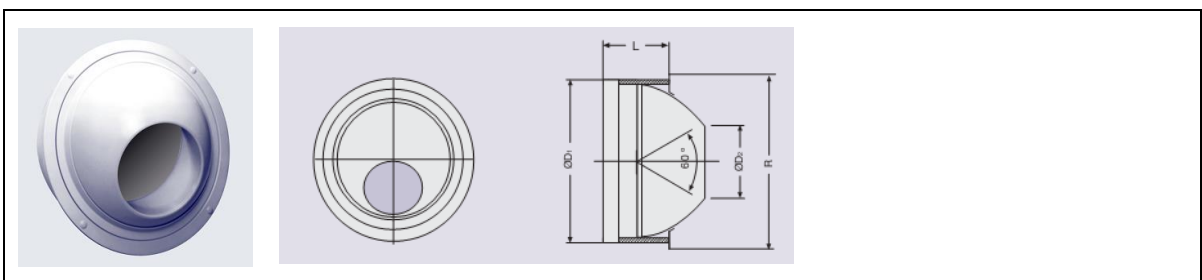
Clase de conducto	Presión Máxima (Pa)	Presión
Etanqueidad A	500 (Pa)	Positiva o negativa
Etanqueidad A	1000 (Pa)	Positiva
Etanqueidad A	2000 (Pa)	Positiva
Aplicaciones Especiales	2000 (Pa)	Positiva

### 8.7.4 Difusores y rejillas

A continuación se presenta una tabla con el resumen de los difusores y rejillas utilizados para el proyecto, especificando sus características y dimensiones, así como el número de unidades utilizada en el proyecto y su ubicación.

Datos Generales	
	
Modelo:	DUL 1250
Marca:	TROX
Descripción	<p>Toberas lineales de largo alcance, serie DUL, especialmente diseñadas en zonas donde el caudal de aire es excesivo para un difusor lineal, con alcances elevados y donde se requiere gran capacidad de inducción. Las toberas DUL disponen de posibilidad de posicionamiento en un ángulo de 30º, que permite adaptar la orientación de la vena a cualquier situación. Los plenums de conexión pueden definirse con distintas tomas de conexión en diámetro y cantidad para adaptarse a los requerimientos acústicos y de pérdida de carga de la instalación.</p>
Dimensionado	
Referencia Plano	D-1
Medidas	1314 mm
Distancias	
Caudal	805 m3/hr
Ubicación	Segundo nivel, en dirección a pista
Unidades	22
Velocidad	
Potencia Sonora	42 dB
Perdida de Carga	39 Pa

Datos Generales
-----------------



Modelo:	DUE S-R 250
Marca:	Trox
Descripción	Difusor esférico de largo alcance de acoplamiento recto, marca TROX, modelo DUL. Permite el giro en todas las direcciones (+35) para la orientación de la vena de aire. Permite largos alcances de aire con un nivel sonoro aceptable.
Dimensionado	
Referencia Plano	D-2
Medidas	R - 360mm ØR - 327mm L- 106mm
Distancias	
Caudal	449.5 m3/hr
Ubicación	Planta baja, en dirección hacia centro de pista
Unidades	22
Velocidad	
Potencia Sonora	25 dB Con giro de ángulo + - 30 grados 26 dB
Perdida de Carga	20 Pa

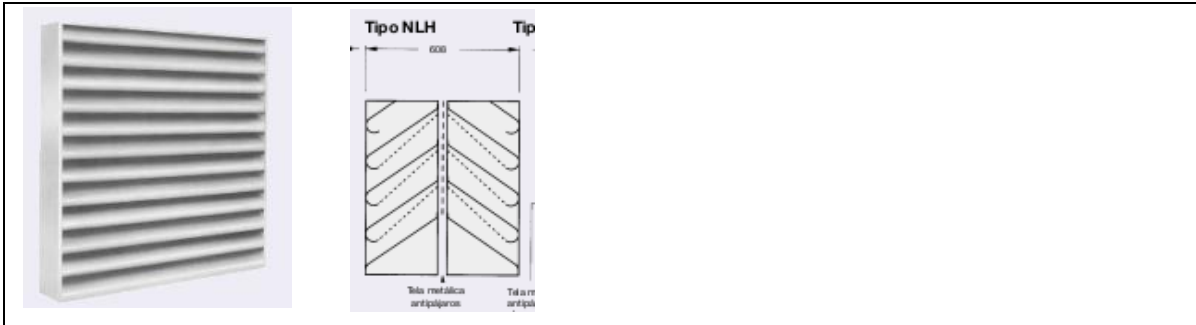


## Datos Generales



Modelo:	AE
Marca:	Trox
Descripción	Rejilla para instalación empotrada en pared o en mueble de antepecho, para impulsión o retorno de aire, fabricada en perfil de aluminio extruído anodizado en su color natural en la ejecución estándar. Provistas de un marco frontal de 11 mm de espesor y parrilla de lamas horizontales, se fabrican en dos ejecuciones: AEH11-0, en la que el aire sale perpendicular al plano de la rejilla, y AEH11-15, con una inclinación de lamas de 15°.
Dimensionado	
Referencia Plano	R-1
Medidas	125mm x 800mm
Distancias	
Caudal	764.8 m3/hr
Ubicación	Segundo nivel, en dirección hacia centro de pista
Unidades	52
Velocidad	
Potencia Sonora	20 dB
Perdida de Carga	3 Pa

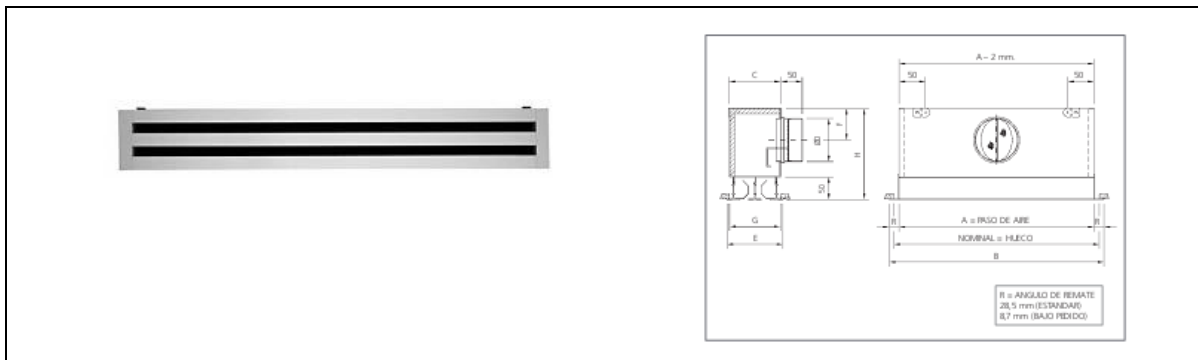
## Datos Generales



Modelo:	NL versión NLH
Marca:	Trox
Descripción	Las rejillas acústicas de intemperie de la Serie NL son adecuadas para la utilización en instalaciones de climatización. Ofrecen una buena protección contra la lluvia e impiden la penetración de pájaros y otros pequeños animales. Las rejillas acústicas de intemperie de la Serie NL se utilizan preferentemente cuando se han de colocar para proteger de la intemperie y acústica en paredes con poco espesor. Están disponibles en ejecución doble, el tipo NLH para altas exigencias acústicas ó el tipo NLD como rejilla ciega para adaptación óptica. Se pueden suministrar construidas con chapa de acero o de aluminio en diferentes ejecuciones de acuerdo con el código de pedidos.
Dimensionado	

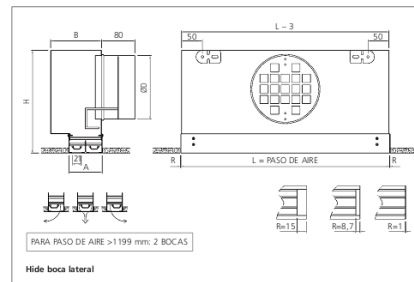
Medidas	125mm x 800mm
Distancias	
Caudal	16,012.5 m3/hr
Ubicación	Campana de extracción en cubierta
Unidades	4
Velocidad	
Potencia Sonora	
Perdida de Carga	

## Datos Generales



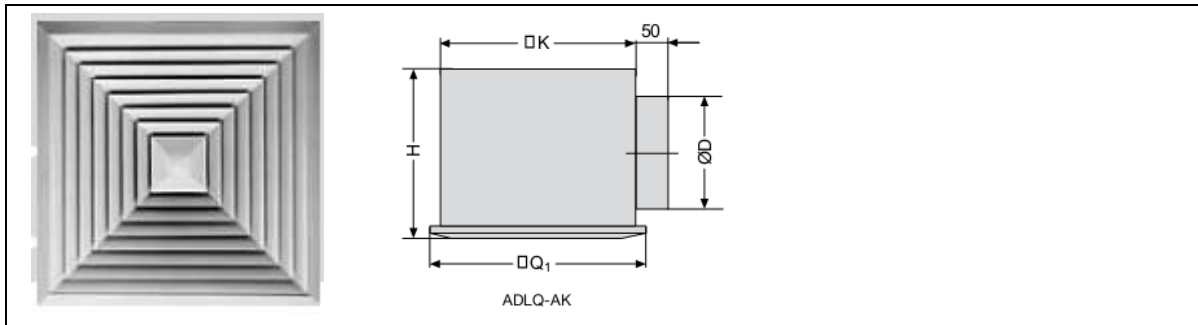
Modelo:	KFD
Marca:	KOOLAIR
Descripción	Difusor lineal de alta capacidad, para instalaciones de caudal variable o constante, con lamas direccionales móviles (reversibles) para cambiar la dirección de la vena de aire, con fusible térmico de cierre a más de 70°C de temperatura de aire, marca KOOLAIR, modelo KFD. Incorpora plenum de conexión lateral de chapa de acero, con compuerta de regulación en la boca del mismo. Fabricado con perfiles de aluminio extruido y lama deflectora de aluminio. Acabado en aluminio anodizado. Altura instalación recomendada entre 2,5 y 4 m.
Dimensionado	
Referencia Plano	D-3
Medidas	975mm x 992mm x185mm
Distancias	2.6mts de altura
Caudal	208 m3/hr
Ubicación	Primer nivel, en área de palcos
Unidades	52
Velocidad	
Potencia Sonora	24 dB(A)
Perdida de Carga	3

## Datos Generales



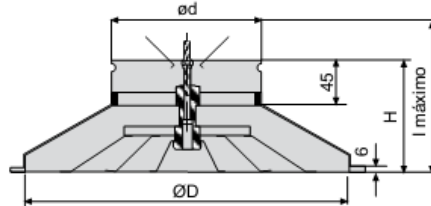
Modelo:	HIDE
Marca:	KOOLAIR
Descripción	<p>Difusor lineal, marca KOOLAIR, modelo HIDE, de 2 vías, de longitud 1000 mm paso de aire 21 mm, con ausencia de bastidores exteriores aportándole un elevado nivel estético. Su aleta direccional permite orientar el flujo de aire de 0° a 180°. Incorpora plenum de alimentación de chapa e acero galvanizado y compuerta de regulación en la boca de entrada. Fabricado con perfiles de aluminio anodizado en su color natural o pintado en RAL a definir. Las aletas direccionales son en color negro mate. Altura de instalación recomendada entre 2,5 y 4 mm.</p>
Dimensionado	
Referencia Plano	D-4
Medidas	1000mm
Distancias	2.5mts de altura
Caudal	145.5 m3/hr
Ubicación	Entrada de vestíbulo
Unidades	3
Velocidad	
Potencia Sonora	24 dB(A)
Perdida de Carga	5

## Datos Generales



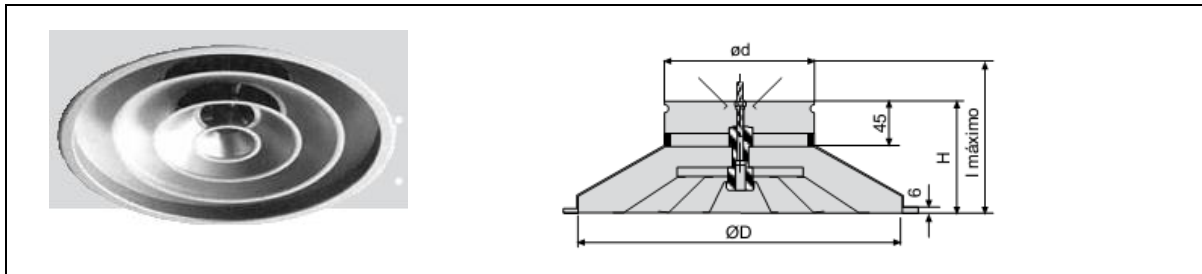
Modelo:	DLQ 250
Marca:	TROX
Descripción	<p>Los difusores cuadrados de la serie DLQ – acero – son adecuados para su montaje enrasado en falsos techos. Se pueden utilizar en locales con alturas de hasta 4,00 m.</p> <p>La diferencia de temperatura de impulsión admisible es de 10K. Los difusores de techo se pueden utilizar tanto en impulsión como en extracción. Debido a la disposición fija de sus lamas, los difusores de techo son adecuados para la impulsión del aire en dirección horizontal.</p> <p>Dispositivos como accesorios de montaje y plenums de conexión con o sin compuerta de regulación ayudan a tener una óptima impulsión del aire.</p>
Dimensionado	
Referencia Plano	D-5
Medidas	250mm x 250 mm
Distancias	2.5mts de altura
Caudal	145.5 m3/hr
Ubicación	Entrada de vestíbulo
Unidades	3
Velocidad	
Potencia Sonora	15 dB(A)
Perdida de Carga	8

## Datos Generales



Modelo:	ARCV 200
Marca:	TROX
Descripción	Difusor de techo, en ejecución circular, de conos variables, construido en aluminio. Nos permite impulsar horizontal o verticalmente en función de la temperatura del aire. Son apropiados para un funcionamiento con diferencias de temperaturas de +10K.
Dimensionado	
Referencia Plano	D-6
Medidas	197 mm diámetro
Distancias	2.5mts de altura
Caudal	195 m <sup>3</sup> /hr
Ubicación	Área de palcos planta baja
Unidades	24
Velocidad	
Potencia Sonora	24 dB(A)
Perdida de Carga	10

## Datos Generales



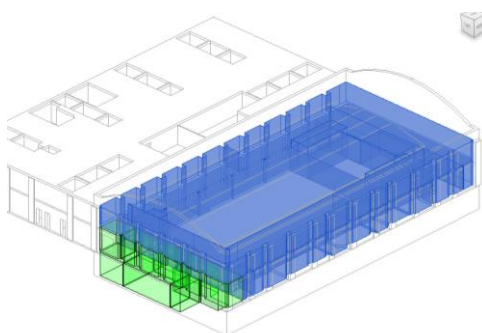
Modelo:	ARCV 250
Marca:	Trox
Descripción	Difusor de techo, en ejecución circular, de conos variables, construido en aluminio. Nos permite impulsar horizontal o verticalmente en función de la temperatura del aire. Son apropiados para un funcionamiento con diferencias de temperaturas de +10K.
Dimensionado	
Referencia Plano	D-7
Medidas	253 mm diámetro
Distancias	2.5mts de altura
Caudal	249.75 m3/hr
Ubicación	Área de barra planta baja
Unidades	4
Velocidad	
Potencia Sonora	24 dB(A)
Perdida de Carga	10

### 8.7.5 Esquema de distribución de aire

En este apartado, se realizará una descripción de los diferentes sistemas de distribución de aire utilizados en las zonas a climatizar dentro del recinto. Esto con la finalidad de entender los conceptos considerados para el desarrollo de la propuesta de climatización.

#### 8.7.5.1 Zona Principal

Para climatizar la zona principal, o pista de baile, se deben considerar diferentes factores para realizar un sistema adecuado de climatización.



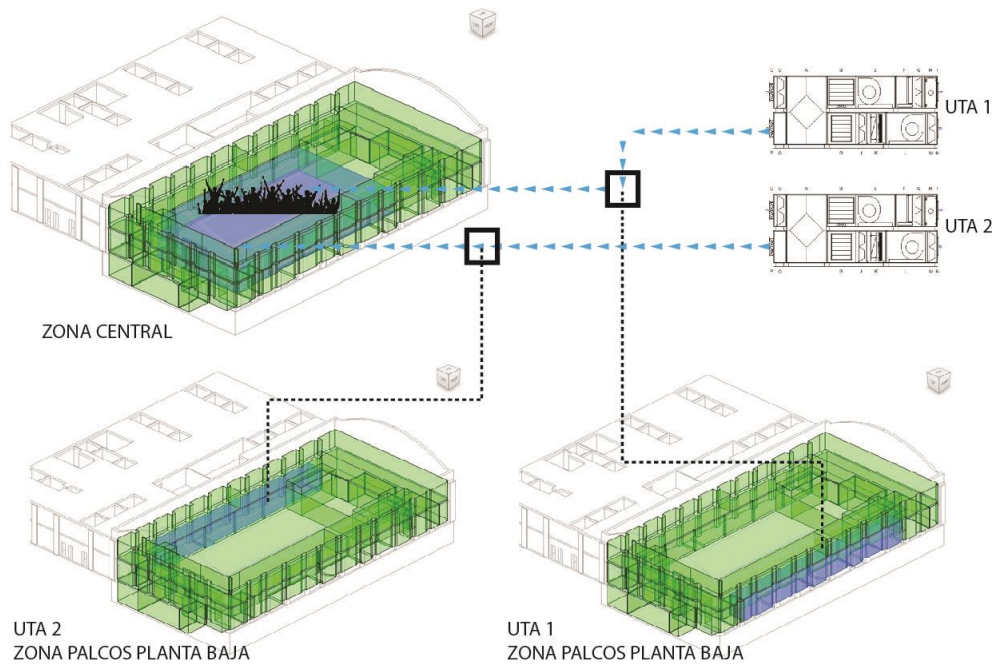
**Imagen 8-9 Zona Principal**

En primer lugar, se debe considerar que la zona principal es un espacio que cuenta con diferentes sectores de uso y un movimiento constante de personas en ellos. Debido a esto, se debe implementar un sistema para la regulación de la impulsión de caudal en las diferentes zonas en base al movimiento de las personas.

El sistema de difusión de aire cuenta con una impulsión directa hacia la zona central, la cual aporta la suficiente carga para regular la temperatura de la zona. En caso de que existiera una demanda de climatización en la zona de palco debido a la presencia de personas, se activan los ductos de Sistema de Caudal Variable para mandar el volumen necesario para mantener la zona de demanda climatizada. A continuación se presenta un esquema del funcionamiento del movimiento de aire dentro del local con el sistema de caudal variable:



ZONA CENTRAL OCUPADA Y PALCOS DESOCUPADOS



ZONA CENTRAL OCUPADA Y PALCOS OCUPADOS

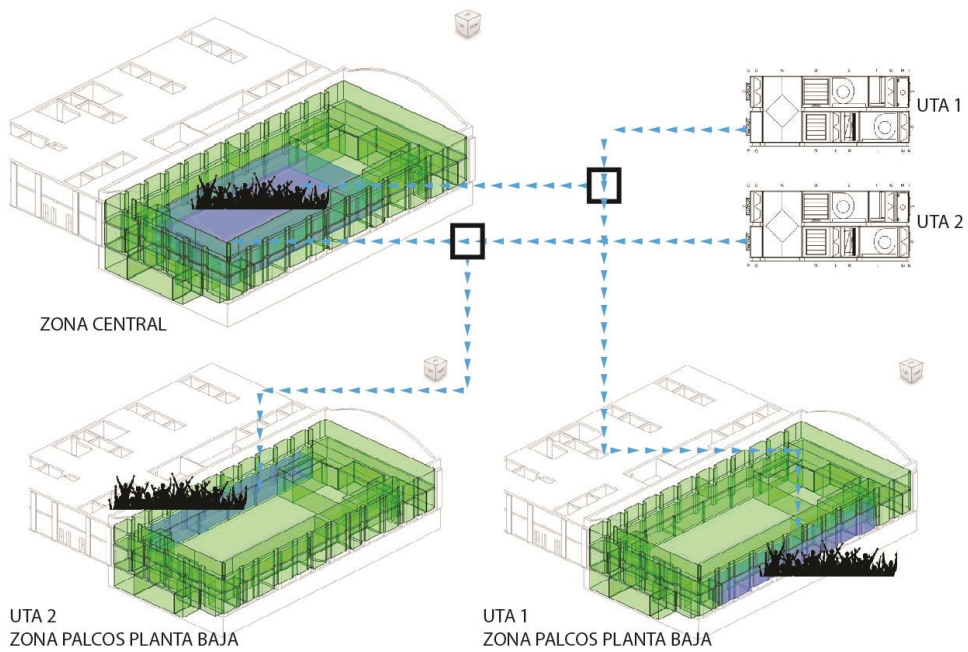
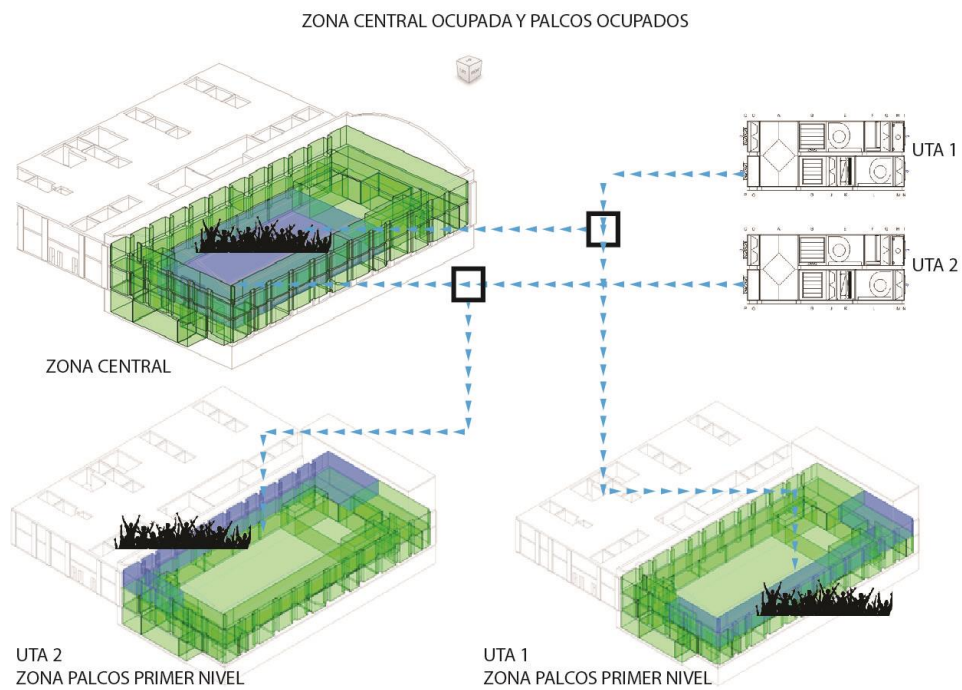
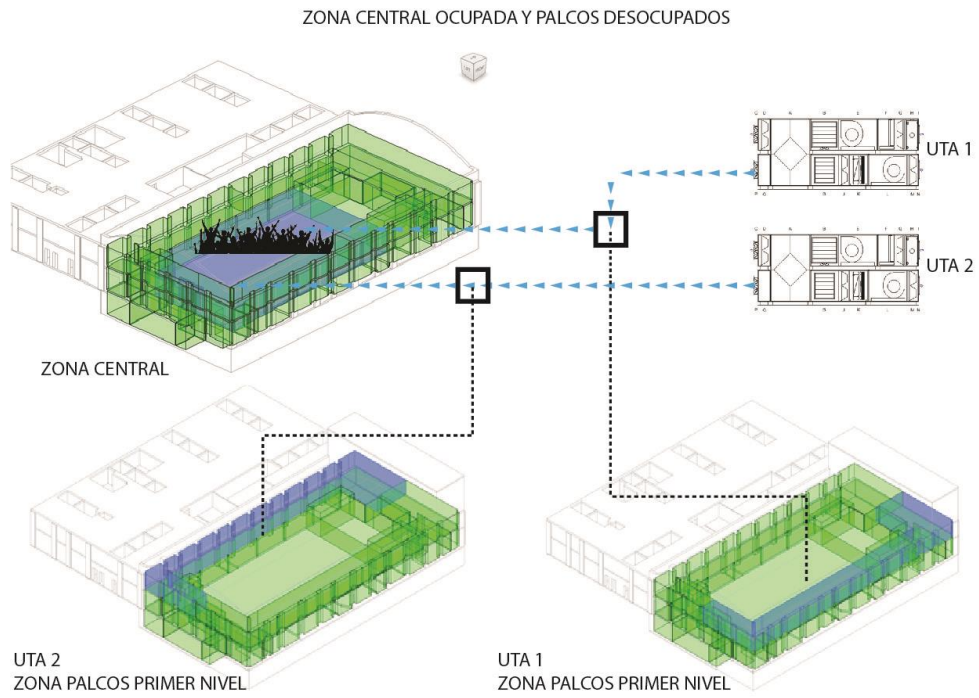
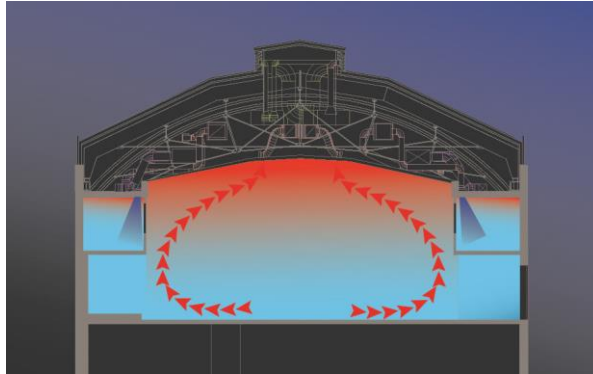


Imagen 8-10 Detalle de caudal variable PLANTA BAJA



**Imagen 8-11 Detalle de caudal variable PRIMERO NIVEL**

En el área de palcos, ubicados en el primer nivel, se optó por realizar un sistema de cortina de aire, el cual previene que el flujo de aire caliente penetre en la zona de palcos y se distribuya hacia la parte superior.



**Imagen 8-12 Protección de cortina de aire para palcos de primer nivel**

Debido a la ubicación del espacio, la mejor opción que se tiene para la distribución de los conductos de aire es en la parte superior. Esto con el fin de evitar conductos visibles a las personas que ocupan el lugar y tratar de evitar modificar el interior del mismo.

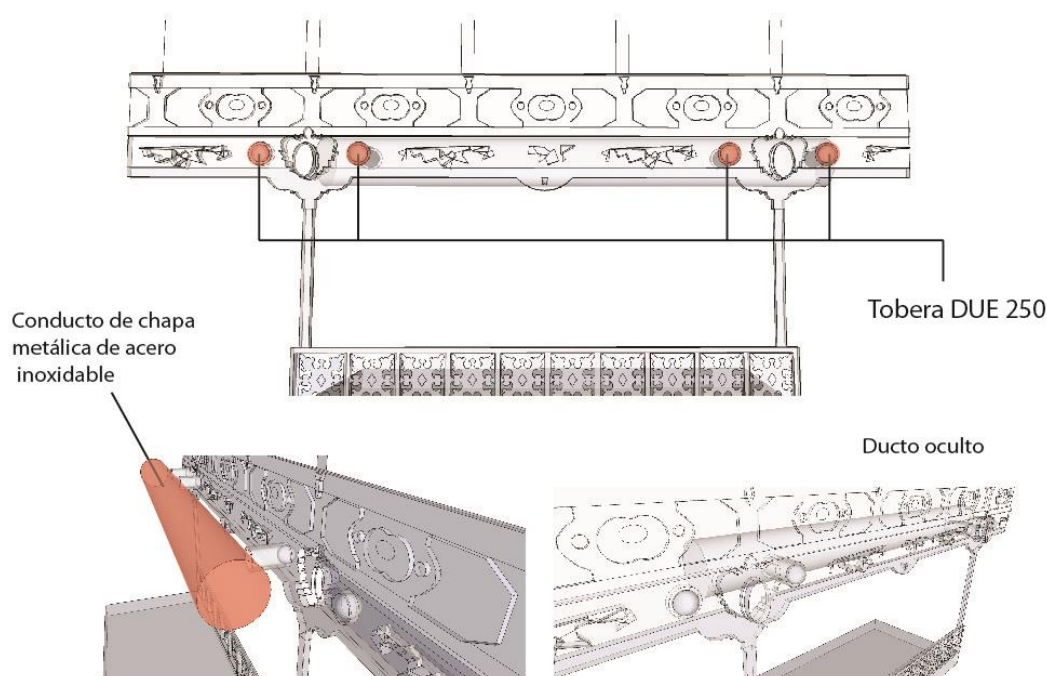
Se generó un sistema de distribución de aire de impulsión superior y retorno superior. El aire es lanzado y recolectado mediante rejillas de retorno ubicadas en la parte alta de los locales, de modo que, el aire llega a la zona ocupada y aporta toda su carga para volver ser recogido por la parte superior.

Normalmente esta difusión favorece la estratificación cuando se impulsa el aire caliente, siendo el caso contrario cuando se impulsa aire frío. Otro de los riesgos que presenta este tipo de difusión es no incidir suficientemente sobre la zona ocupada, y climatizando espacios que no son ocupados.

En base a lo anterior, se seleccionaron unas toberas capaces de alcanzar la zona ocupada y favorecer la inducción. Se instalaron unas toberas lineales de largo alcance posicionadas en la parte superior de la sala., las cuales se encuentran en la parte superior del recinto y son las que llevan la mayor cantidad

de caudal. También se instalaron unas toberas de largo alcance serie DUE 250, las cuales se pensaron integrar con la arquitectura interior de La Paloma.

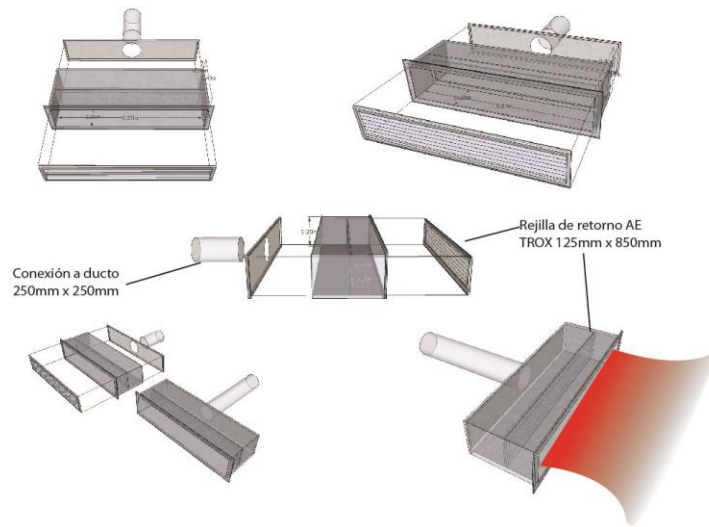
Se aprovechó la curvatura de las toberas para poder integrarlas y estar en ritmo con el diseño del lugar. De esta forma se evita colocar difusores que no se encuentren en sintonía con el lugar.



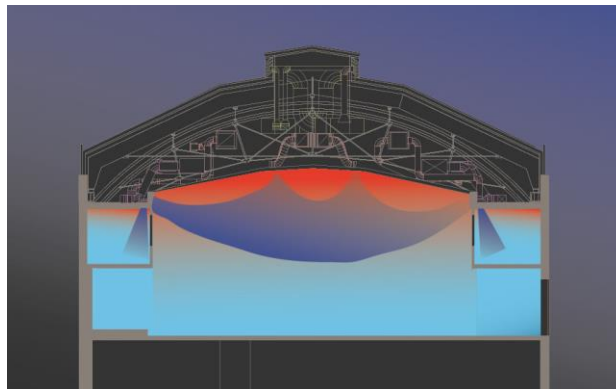
**Imagen 8-13 Detalle de instalación de tobera DUE**

Se instalaron unos recolectores en la parte central para recoger el aire caliente emitido en el recinto.

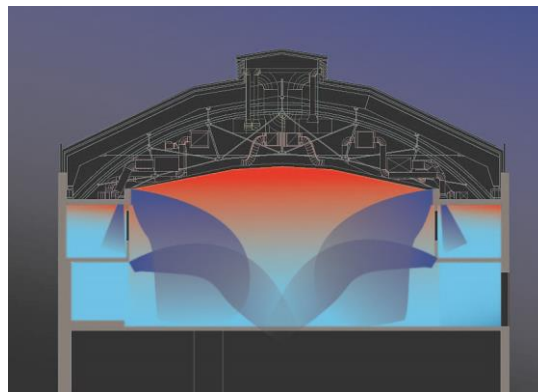
Debido a que las rejillas de retorno se encuentran muy próximas a las toberas lineales de impulsión, se diseñó una caja tipo plenum que pueda instalar las rejillas de una forma que no absorba el caudal de aire impulsado sin que aporte la energía al lugar. Estas cajas de plenum solo serán instaladas en las rejillas de recolección perimetral ubicadas en la segunda planta.



**Imagen 8-14 Detalle fabricado de retorno rejilla AE**

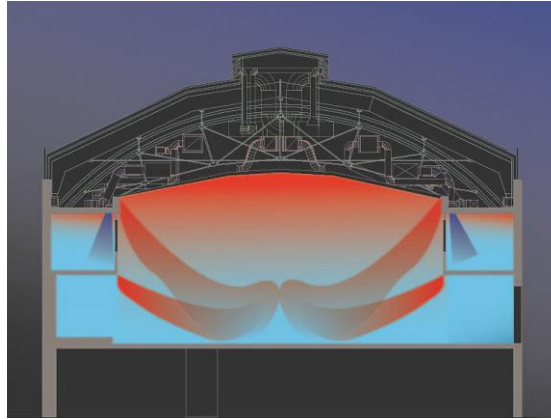


**Imagen 8-15 Esquema de retorno de aire**



**Imagen 8-16 Impulsión de aire frío**



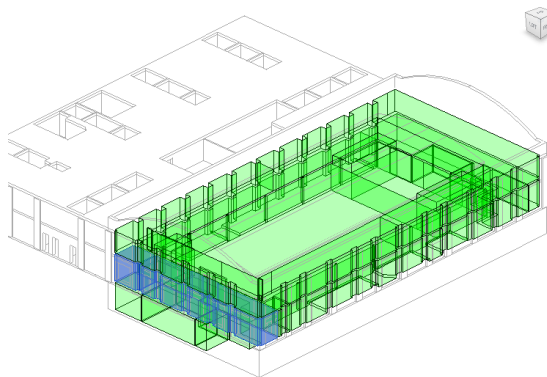


**Imagen 8-17 Impulsión de aire caliente**

### **8.7.5.2 Zona de Vestíbulo**

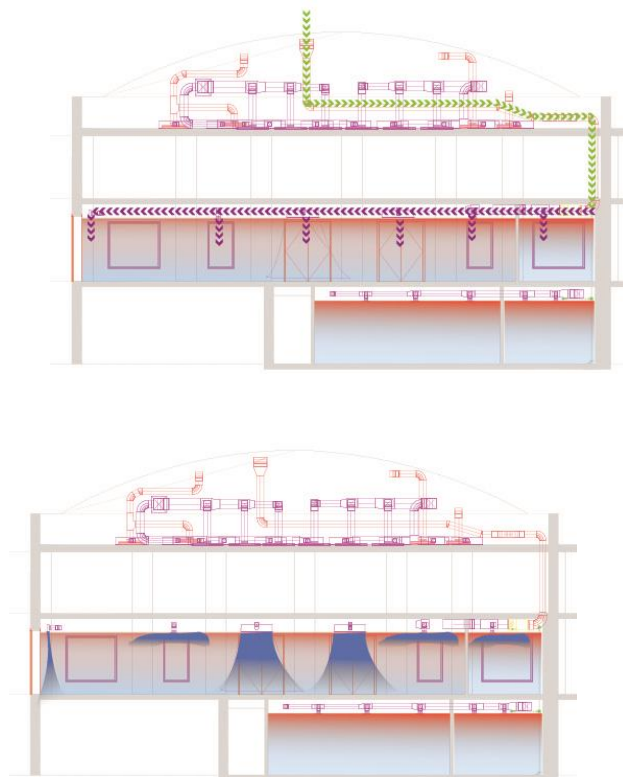
En la zona de vestíbulos se trató de mantener una temperatura a 26 grados en verano y a 19 en invierno. Debido a que son puertas que constantemente se encuentran en movimiento para el acceso de gente, se optó por el sistema de cortina de aire igualmente, para evitar el calor en la entrada del vestíbulo.

Igualmente se posicionaron unos difusores para el impulsar aire en el interior de vestíbulo. Esto para poder tener una temperatura más estable y que el golpe de calor al entrar al vestíbulo no sea tan notable.

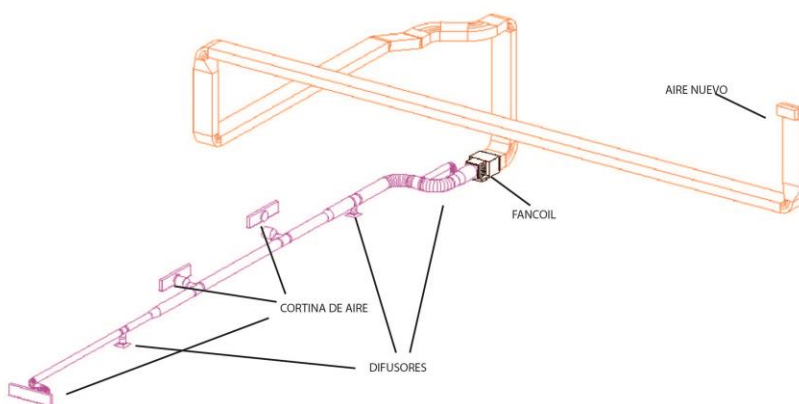


**Imagen 8-18 Zona de Vestíbulo**

Para la introducción de aire se optó por traerlo desde la cubierta hasta el vestíbulo. Esto con la posibilidad de mantener el vestíbulo cerrado, y así contar con la entrada de aire nuevo para cumplir con la demanda de ventilación.



**Imagen 8-19 Distribución de aire en Vestíbulo**



**Imagen 8-20 Distribución de ductos en Vestíbulo**

### 8.7.5.3 Zona de Servicios

Para la zona de servicios se proponen ductos rectangulares distribuidos por el plenum de la zona. El aire nuevo introducido al local proviene de un conducto que conecta el local en la parte superior del edificio. La extracción igualmente se realiza mediante una unidad de ventilación, aislada acústicamente y equipada con ventiladores de doble aspiración Modelo CJBX de un caudal máximo de 1050 m<sup>3</sup>/hr y un nivel de presión sonora de 48 dB(A).

Se utiliza una unidad de tratamiento de aire marca ServoClima modelo CHI-10 para instalación sobre falso techo. Igualmente se realizó la propuesta de un recuperador de calor conectado en la parte superior del recinto. El modelo seleccionado es CADP-ND12 marca Soler Palau.

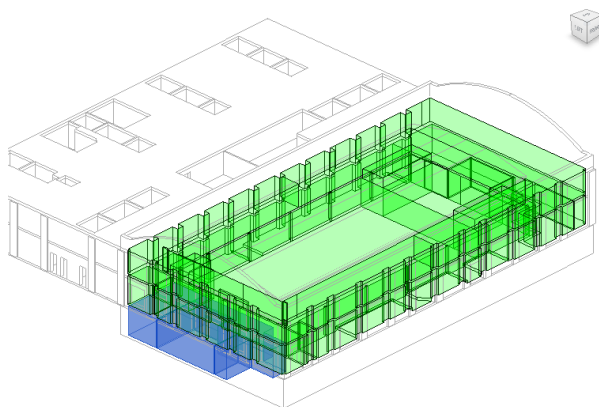
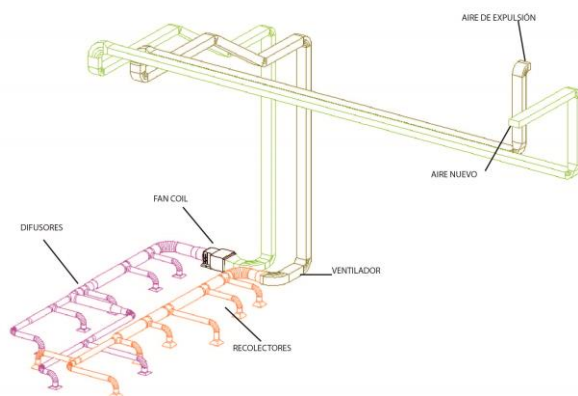


Imagen 8-21 Zona de servicios





Para el cálculo de cargas del proyecto, se utilizó el programa para cálculos de carga higrotérmica PCCHT v1.0 realizado por el Arquitecto Erick Rosario. Esta plataforma permite realizar el cálculo de manera eficiente, definiendo todas las cargas de refrigeración así como de calefacción.

## **8.8 Anexos**

### **8.8.1 Listado de planos**

- A001 – SISTEMA DE DIFUSIÓN ZONA CENTRAL
- A002 – SISTEMA DE DIFUSIÓN ZONA CENTRAL Y VESTÍBULO
- A003 – ISOMETRIA UTA 1 IMPULSIÓN
- A004 – ISOMETRIA UTA 2 IMPULSIÓN
- A005 – SISTEMA DE RETORNO ZONA CENTRAL
- A006 – ISOMETRIA UTA 1 RETORNO
- A007 – ISOMETRIA UTA 2 RETORNO
- A008 – SISTEMA DE EXTRACCIÓN Y AIRE NUEVO AZOTEA
- A009 – SISTEMA DE VENTILACIÓN Y DIFUSIÓN PLANTA SÓTANO
- A010 – ISOMETRIA EXTRACCIÓN Y AIRE NUEVO GENERAL
- A011 – ISOMETRIA VESTÍBULO
- A012 – ISOMETRIA SERVICIOS
- A013 – CORTE LONGITUDINAL
- A014 – DISTRIBUCIÓN DE DUCTOS POR AZOTEA 1
- A015 - DISTRIBUCIÓN DE DUCTOS POR AZOTEA 2
- A016 – DISTRIBUCIÓN DE DUCTOS POR AZOTEA 3
- A017 – DISTRIBUCIÓN DE DUCTOS POR AZOTEA 4
- A018 – DISTRIBUCIÓN DE DUCTOS POR AZOTEA 5
- A019 – DISTRIBUCIÓN DE DUCTOS POR AZOTEA 6
- A020 – VELOCIDAD DE CONDUCTOS
- A021 – PERDIDA DE CARGA EN CONDUCTOS
- A022 – DIAGRAMA UNIFILAR ZONA CENTRAL

A023 – DIAGRAMA UNIFILAR VESTIBULO Y SERVICIOS

A024 – DIAGRAMA UNIFILAR HIDRÁULICO

A025 – ISOMETRIA Y CORTE

C001 – CUARTO DE UNIDAD DE TRATAMIENTO DE AIRE

C002 – CUARTO DE UNIDADES DE TRATAMIENTO DE AIRE CORTES

C003 – DETALLES ACÚSTICOS DE AISLAMIENTO DE UTAS

C004 – DETALLE ACÚSTICO DE AISLAMIENTO DE UTAS

### **8.8.2 Calculo de cargas**

Para el cálculo de cargas higrotérmicas, se utilizó el programa “Programa para cálculos de carga higrotérmica” realizado por el arquitecto Erick Rivas. Esta plataforma permite realizar el cálculo de manera eficiente, definiendo todos los parámetros especificados en el RITE

Datos Generales del Local					
Localidad	Barcelona / Aeroport de Barcelona (El Prat)				
Tipo de Local.					
Superficie del local.	1042	m2	Humeda Absoluta Ext.	17,4	gr/kg
Ocupación.	1112	personas	Humedad Absoluta Int.	9,30	gr/kg
Ventilación.	32.025,60	m3/h	Diferencia H.A.	8,1	gr/kg
<b>Datos para Refrigeracion</b>			<b>Datos para Calefacción</b>		
Temperatura exterior seca.	30	°C	Temperatura exterior.	3,47	°C
Humedad relativa exterior.	65	%	Humedad relativa exterior.	70,2	%
Temperatura interior.	24	°C	Temperatura interior.	21	°C
Humedad relativa interior.	50	%	Humedad relativa interior.	40	%
Diferencia temperatura.	6	°C	Diferencia temperatura.	17,53	°C
Mes de cálculo.			Mes de cálculo.		
Hora Solar.	15	hrs.	Hora Solar.	9	hrs.
ODMR.	9,2	°C	ODMC.	9,1	°C

REFRIGERACIÓN	
Carga del Local Sensible.	
<b>CARGAS EXTERNAS DEL LOCAL</b>	<b>RESULTADOS</b>
Carga Térmica de Radiacion en Vidrios	0,00 Kcal/h
Carga Térmica de Rad. + Trans. (Paredes ext. - techos)	4.671,78 Kcal/h
Carga Térmica deTrasmision (Vent, paredes int. y suelo)	5.161,40 Kcal/h
Carga Térmica Sensible por Infiltraciones	991,80 Kcal/h
<b>CARGAS INTERNAS DEL LOCAL</b>	<b>RESULTADOS</b>
Carga Interna Sensible	103.709,12 Kcal/h
<b>Carga del Local Sensible</b>	<b>114.534,10 Kcal/h</b>

Carga del Local Latente		
Cargas Latentes del Local	146.316,96	Kcal/h
Cargas Latentes de Infiltraciones	3.324,24	Kcal/h
<b>Carga del Local Latente</b>	<b>149.641,20</b>	<b>Kcal/h</b>

Carga del local total efectivo = Carga del local total (Sensible + Latente)		
Carga del local total sensible	114.534,10	Kcal/h
Carga del local total latente	149.641,20	Kcal/h
<b>Carga del local total efectiva</b>	<b>264.175,30</b>	<b>Kcal/h</b>

Carga de ventilación total efectiva = Carga de ventilación total (sensible + latente)		
Carga de ventilacion total sensible	55.724,54	Kcal/h
Carga de ventilacion total latente	186.773,30	Kcal/h
<b>Carga de ventilacion total efectiva</b>	<b>242.497,84</b>	<b>Kcal/h</b>

5.2. Carga total efectiva = Carga total local + Carga total ventilación		
Carga del local total efectiva	264.175,30	Kcal/h
Carga de ventilacion total efectiva	242.497,84	Kcal/h
<b>Carga Total Local</b>	<b>506.673,14</b>	<b>Kcal/h</b>

Factor de Calor Sensible		
Calor Sensible Total	114.534,10 Kcal/h	0,23
Calor Total	506.673,14 Kcal/h	
Carga Especifica		
Carga Total de Refrig.	506.673,14 Kcal/h	773,55 Kcal/h.m2
Superficie del Local	655,00 m2	

## CALEFACCIÓN

Carga del Local Sensible		
Cerramientos Exteriores	8.238,35 Kcal/h	
Cerramientos Interiores	0,00 Kcal/h	
Suelo	5.161,40 Kcal/h	
Techo	0,00 Kcal/h	
Infiltraciones	991,80 Kcal/h	
	14.391,55 Kcal/h	

Carga del Local Latente		
Infiltraciones	3.324,24 Kcal/h	

Carga de Ventilación		
Carga de ventilación total	162.808,54 Kcal/h	

Perdida total efectiva = Carga total local (Sensible y Latente) + Carga total ventilación		
Carga del local total efectiva	17.715,79	Kcal/h
Carga de ventilacion total efectiva	162.808,54	Kcal/h
	<hr/>	
<b>Carga Total Local</b>	<b>180.524,33</b>	<b>Kcal/h</b>
<b>Carga Especifica</b>	<b>275,61</b>	<b>(Kcal/h)/m2</b>

Para el vestíbulo se consideraron las siguientes cargas:

Datos Generales del Local					
Localidad	Barcelona / Aeroport de Barcelona (El Prat)				
Tipo de Local.					
Superficie del local.	44,2	m2	Humeda Absoluta Ext.	17,4	gr/kg
Ocupación.	5	personas	Humedad Absoluta Int.	10,50	gr/kg
Ventilación.	144,00	m3/h	Diferencia H.A.	6,9	gr/kg
<b>Datos para Refrigeracion</b>			<b>Datos para Calefacción</b>		
Temperatura exterior seca.	30	°C	Temperatura exterior.	3,47	°C
Humedad relativa exterior.	65	%	Humedad relativa exterior.	70,2	%
Temperatura interior.	26	°C	Temperatura interior.	21	°C
Humedad relativa interior.	50	%	Humedad relativa interior.	40	%
Diferencia temperatura.	4	°C	Diferencia temperatura.	17,53	°C
Mes de cálculo.			Mes de cálculo.		
Hora Solar.	15	hrs.	Hora Solar.	9	hrs.
ODMR.	9,2	°C	ODMC.	9,1	°C

REFRIGERACIÓN	
Carga del Local Sensible.	
<b>CARGAS EXTERNAS DEL LOCAL</b>	<b>RESULTADOS</b>
Carga Térmica de Radiacion en Vidrios	905,50 Kcal/h
Carga Térmica de Rad. + Trans. (Paredes ext. - techos)	-7,56 Kcal/h
Carga Térmica deTrasmision (Vent, paredes int. y suelo)	668,52 Kcal/h
Carga Térmica Sensible por Infiltraciones	220,40 Kcal/h
<b>CARGAS INTERNAS DEL LOCAL</b>	<b>RESULTADOS</b>
Carga Interna Sensible	1.001,04 Kcal/h
<b>Carga del Local Sensible</b>	<b>2.787,91 Kcal/h</b>



Carga del Local Latente		
Cargas Latentes del Local	215,00	Kcal/h
Cargas Latentes de Infiltraciones	943,92	Kcal/h
<b>Carga del Local Latente</b>	<b>1.158,92</b>	<b>Kcal/h</b>

Carga del local total efectivo = Carga del local total (Sensible + Latente)		
Carga del local total sensible	2.787,91	Kcal/h
Carga del local total latente	1.158,92	Kcal/h
<b>Carga del local total efectiva</b>	<b>3.946,83</b>	<b>Kcal/h</b>

Carga de ventilación total efectiva = Carga de ventilación total (sensible + latente)		
Carga de ventilacion total sensible	167,04	Kcal/h
Carga de ventilacion total latente	715,39	Kcal/h
<b>Carga de ventilacion total efectiva</b>	<b>882,43</b>	<b>Kcal/h</b>

5.2. Carga total efectiva = Carga total local + Carga total ventilación		
Carga del local total efectiva	3.946,83	Kcal/h
Carga de ventilacion total efectiva	882,43	Kcal/h
<b>Carga Total Local</b>	<b>4.829,26</b>	<b>Kcal/h</b>

Factor de Calor Sensible		
Calor Sensible Total	2.787,91 Kcal/h	0,58
Calor Total	4.829,26 Kcal/h	
Carga Especifica		
Carga Total de Refrig.	4.829,26 Kcal/h	109,26 Kcal/h.m2
Superficie del Local	44,20 m2	

## CALEFACCIÓN

Carga del Local Sensible	
Cerramientos Exteriores	1.740,35 Kcal/h
Cerramientos Interiores	98,12 Kcal/h
Suelo	348,30 Kcal/h
Techo	0,00 Kcal/h
Infiltraciones	220,40 Kcal/h
	<b>2.407,16 Kcal/h</b>

Carga del Local Latente	
Infiltraciones	943,92 Kcal/h

Carga de Ventilación	
Carga de ventilación total	732,05 Kcal/h

Perdida total efectiva = Carga total local (Sensible y Latente) + Carga total ventilación		
Carga del local total efectiva	3.351,08	Kcal/h
Carga de ventilacion total efectiva	732,05	Kcal/h
	<hr/>	
<b>Carga Total Local</b>	<b>4.083,13</b>	<b>Kcal/h</b>
<b>Carga Especifica</b>	<b>92,38</b>	<b>(Kcal/h)/m2</b>

Para el área de servicios se consideraron las siguientes cargas:

Datos Generales del Local					
Localidad	Barcelona / Aeroport de Barcelona (El Prat)				
Proyecto	Edificio de Eventos				
Zona					
Superficie del local.	22,012	m2	Humeda Absoluta Ext.	17,4	gr/kg
Ocupación.	7	personas	Humedad Absoluta Int.	10,50	gr/kg
Ventilación.	201,6	m3/h	Diferencia H.A.	6,9	gr/kg
<b>Datos para Refrigeración</b>			<b>Datos para Calefacción</b>		
Temperatura exterior seca.	30	°C	Temperatura exterior.	3,47	°C
Humedad relativa exterior.	65	%	Humedad relativa exterior.	70,2	%
Temperatura interior.	26	°C	Temperatura interior.	21	°C
Humedad relativa interior.	50	%	Humedad relativa interior.	40	%
Diferencia temperatura.	4	°C	Diferencia temperatura.	17,53	°C
Mes de cálculo.			Mes de cálculo.		
Hora Solar.	15	hrs.	Hora Solar.	9	hrs.
ODMR.	9,2	°C	ODMC.	9,1	°C

## REFRIGERACIÓN

Carga Externa del Local.	
<b>Carga del Local Sensible.</b>	<b>RESULTADOS</b>
Carga del Local Sensible por Radiacion en Vidrios	0,00 Kcal/h
Carga del Local Sensible por Rad. + Trans. (Paredes ext. - techos)	0,00 Kcal/h
Carga del Local Sensible por Trasmision (Vent, paredes int. y suelo)	236,10 Kcal/h
Carga del Local Sensible por Infiltraciones	30,33 Kcal/h
Cargas Internas del Local.	
	<b>RESULTADOS</b>
Carga del Local Interna Sensible	573,62 Kcal/h
<b>Carga del Local Sensible Total</b>	<b>840,05 Kcal/h</b>

Carga del Local Latente		
Carga del Local Latente	246,82	Kcal/h
Cargas del Local Latente de Infiltraciones	129,91	Kcal/h
<b>Carga del Local Latente Total</b>	<b>376,73</b>	<b>Kcal/h</b>

Carga del local total efectivo = Carga del local total (Sensible + Latente)		
Carga del Local Sensible Total	840,05	Kcal/h
Carga del Local Latente Total	376,73	Kcal/h
<b>Carga del Local Total</b>	<b>1.216,79</b>	<b>Kcal/h</b>

Carga de ventilación total efectiva = Carga de ventilación total (sensible + latente)		
Carga de Ventilacion Controlada Sensible	233,86	Kcal/h
Carga de Ventilacion Controlada Latente	1.001,55	Kcal/h
<b>Carga de Ventilacion Controlada Total</b>	<b>1.235,40</b>	<b>Kcal/h</b>

5.2. Carga total efectiva = Carga total local + Carga total ventilación		
Carga del Local Total	1.216,79	Kcal/h
Carga de Ventilacion Controlada Total	1.235,40	Kcal/h
<b>Carga Total Local</b>	<b>2.452,19</b>	<b>Kcal/h</b>

Factor de Calor Sensible		
Calor Sensible Total	840,05 Kcal/h	0,34
Calor Total	2.452,19 Kcal/h	
Carga Especifica		
Carga Total de Refrig.	2.452,19 Kcal/h	111,40 Kcal/h.m2
Superficie del Local	22,01 m2	

## CALEFACCIÓN

Carga del Local Sensible	
Carga del Local Sensible por Cerramientos Externos	0,00 Kcal/h
Carga del Local Sensible por Cerramientos Internos	194,50 Kcal/h
Carga del Local Sensible por Transmision - Suelo	124,81 Kcal/h
Carga del Local Sensible por Transmision - Techo	729,29 Kcal/h
Carga del Local Sensible por Infiltraciones	132,94 Kcal/h
	<b>1.181,54 Kcal/h</b>

Carga del Local Latente	
Cargas del Local Latente de Infiltraciones	<b>330,05 Kcal/h</b>

Carga de Ventilación	
Carga de Ventilacion Controlada Total	<b>1.024,87 Kcal/h</b>

Perdida total efectiva = Carga total local (Sensible y Latente) + Carga total ventilación		
Carga del local total efectiva	1.511,59	Kcal/h
Carga de ventilacion total efectiva	1.024,87	Kcal/h
	<hr/>	
<b>Carga Total Local</b>	<b>2.536,46</b>	<b>Kcal/h</b>
<b>Carga Especifica</b>	<b>115,23</b>	<b>(Kcal/h)/m2</b>

Datos Generales del Local					
Localidad	Barcelona / Aeroport de Barcelona (El Prat)				
Proyecto	Edificion de Eventos				
Zona					
Superficie del local.	30,52	m2	Humeda Absoluta Ext.	17,4	gr/kg
Ocupación.	10	personas	Humedad Absoluta Int.	10,50	gr/kg
Ventilación.	288	m3/h	Diferencia H.A.	6,9	gr/kg
<b>Datos para Refrigeración</b>			<b>Datos para Calefacción</b>		
Temperatura exterior seca.	30	°C	Temperatura exterior.	3,47	°C
Humedad relativa exterior.	65	%	Humedad relativa exterior.	70,2	%
Temperatura interior.	26	°C	Temperatura interior.	21	°C
Humedad relativa interior.	50	%	Humedad relativa interior.	40	%
Diferencia temperatura.	4	°C	Diferencia temperatura.	17,53	°C
Mes de cálculo.			Mes de cálculo.		
Hora Solar.	15	hrs.	Hora Solar.	9	hrs.
ODMR.	9,2	°C	ODMC.	9,1	°C

## REFRIGERACIÓN

Carga Externa del Local.		
<b>Carga del Local Sensible.</b>	<b>RESULTADOS</b>	
Carga del Local Sensible por Radiacion en Vidrios	0,00	Kcal/h
Carga del Local Sensible por Rad. + Trans. (Paredes ext. - techos)	0,00	Kcal/h
Carga del Local Sensible por Trasmision (Vent, paredes int. y suelo)	314,56	Kcal/h
Carga del Local Sensible por Infiltraciones	42,04	Kcal/h
Cargas Internas del Local.		
	<b>RESULTADOS</b>	
Carga del Local Interna Sensible	810,12	Kcal/h
<b>Carga del Local Sensible Total</b>	<b>1.166,72</b>	<b>Kcal/h</b>



Carga del Local Latente		
Carga del Local Latente	352,60	Kcal/h
Cargas del Local Latente de Infiltraciones	180,06	Kcal/h
<b>Carga del Local Latente Total</b>	<b>532,66</b>	<b>Kcal/h</b>

Carga del local total efectivo = Carga del local total (Sensible + Latente)		
Carga del Local Sensible Total	1.166,72	Kcal/h
Carga del Local Latente Total	532,66	Kcal/h
<b>Carga del Local Total</b>	<b>1.699,38</b>	<b>Kcal/h</b>

Carga de ventilación total efectiva = Carga de ventilación total (sensible + latente)		
Carga de Ventilacion Controlada Sensible	334,08	Kcal/h
Carga de Ventilacion Controlada Latente	1.430,78	Kcal/h
<b>Carga de Ventilacion Controlada Total</b>	<b>1.764,86</b>	<b>Kcal/h</b>

5.2. Carga total efectiva = Carga total local + Carga total ventilación		
Carga del Local Total	1.699,38	Kcal/h
Carga de Ventilacion Controlada Total	1.764,86	Kcal/h
<b>Carga Total Local</b>	<b>3.464,24</b>	<b>Kcal/h</b>

Factor de Calor Sensible		
Calor Sensible Total	1.166,72 Kcal/h	0,34
Calor Total	3.464,24 Kcal/h	
Carga Especifica		
Carga Total de Refrig.	3.464,24 Kcal/h	113,51 Kcal/h.m2
Superficie del Local	30,52 m2	

## CALEFACCIÓN

Carga del Local Sensible	
Carga del Local Sensible por Cerramientos Externos	0,00 Kcal/h
Carga del Local Sensible por Cerramientos Internos	100,47 Kcal/h
Carga del Local Sensible por Transmision - Suelo	173,05 Kcal/h
Carga del Local Sensible por Transmision - Techo	1.011,18 Kcal/h
Carga del Local Sensible por Infiltraciones	184,25 Kcal/h
	<b>1.468,95 Kcal/h</b>

Carga del Local Latente	
Cargas del Local Latente de Infiltraciones	457,46 Kcal/h

Carga de Ventilación	
Carga de Ventilacion Controlada Total	1.464,11 Kcal/h

Perdida total efectiva = Carga total local (Sensible y Latente) + Carga total ventilación		
Carga del local total efectiva	1.926,41	Kcal/h
Carga de ventilacion total efectiva	1.464,11	Kcal/h
	<hr/>	
<b>Carga Total Local</b>	<b>3.390,51</b>	<b>Kcal/h</b>
<b>Carga Especifica</b>	<b>111,09</b>	<b>(Kcal/h)/m2</b>

Datos Generales del Local					
Localidad	Barcelona / Aeroport de Barcelona (El Prat)				
Tipo de Local.					
Superficie del local.	44,2	m2	Humeda Absoluta Ext.	17,4	gr/kg
Ocupación.	5	personas	Humedad Absoluta Int.	10,50	gr/kg
Ventilación.	144,00	m3/h	Diferencia H.A.	6,9	gr/kg
<b>Datos para Refrigeracion</b>			<b>Datos para Calefacción</b>		
Temperatura exterior seca.	30	°C	Temperatura exterior.	3,47	°C
Humedad relativa exterior.	65	%	Humedad relativa exterior.	70,2	%
Temperatura interior.	26	°C	Temperatura interior.	21	°C
Humedad relativa interior.	50	%	Humedad relativa interior.	40	%
Diferencia temperatura.	4	°C	Diferencia temperatura.	17,53	°C
Mes de cálculo.			Mes de cálculo.		
Hora Solar.	15	hrs.	Hora Solar.	9	hrs.
ODMR.	9,2	°C	ODMC.	9,1	°C

REFRIGERACIÓN		
Carga del Local Sensible.		
CARGAS EXTERNAS DEL LOCAL	RESULTADOS	
Carga Térmica de Radiacion en Vidrios	905,50	Kcal/h
Carga Térmica de Rad. + Trans. (Paredes ext. - techos)	-7,56	Kcal/h
Carga Térmica deTrasmision (Vent, paredes int. y suelo)	668,52	Kcal/h
Carga Térmica Sensible por Infiltraciones	220,40	Kcal/h
CARGAS INTERNAS DEL LOCAL	RESULTADOS	
Carga Interna Sensible	1.001,04	Kcal/h
<b>Carga del Local Sensible</b>	<b>2.787,91</b>	<b>Kcal/h</b>

Carga del Local Latente		
Cargas Latentes del Local	215,00	Kcal/h
Cargas Latentes de Infiltraciones	943,92	Kcal/h
<b>Carga del Local Latente</b>	<b>1.158,92</b>	<b>Kcal/h</b>

Carga del local total efectivo = Carga del local total (Sensible + Latente)		
Carga del local total sensible	2.787,91	Kcal/h
Carga del local total latente	1.158,92	Kcal/h
<b>Carga del local total efectiva</b>	<b>3.946,83</b>	<b>Kcal/h</b>

Carga de ventilación total efectiva = Carga de ventilación total (sensible + latente)		
Carga de ventilacion total sensible	167,04	Kcal/h
Carga de ventilacion total latente	715,39	Kcal/h
<b>Carga de ventilacion total efectiva</b>	<b>882,43</b>	<b>Kcal/h</b>

5.2. Carga total efectiva = Carga total local + Carga total ventilación		
Carga del local total efectiva	3.946,83	Kcal/h
Carga de ventilacion total efectiva	882,43	Kcal/h
<b>Carga Total Local</b>	<b>4.829,26</b>	<b>Kcal/h</b>

Factor de Calor Sensible		
Calor Sensible Total	2.787,91 Kcal/h	0,58
Calor Total	4.829,26 Kcal/h	
Carga Especifica		
Carga Total de Refrig.	4.829,26 Kcal/h	109,26 Kcal/h.m2
Superficie del Local	44,20 m2	

## CALEFACCIÓN

Carga del Local Sensible	
Cerramientos Exteriores	1.740,35 Kcal/h
Cerramientos Interiores	98,12 Kcal/h
Suelo	348,30 Kcal/h
Techo	0,00 Kcal/h
Infiltraciones	220,40 Kcal/h
	<b>2.407,16 Kcal/h</b>

Carga del Local Latente	
Infiltraciones	943,92 Kcal/h

Carga de Ventilación	
Carga de ventilación total	732,05 Kcal/h



# 9 ESTUDIO ACÚSTICO DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

## 9.1 Introducción:

Se realizó un estudio acústico para los diferentes sistemas de distribución de aire y el ruido emitido en sus terminales de difusión y retorno. El proceso de análisis que se implementó fue la simulación de la tubería del proyecto con las características acústicas de los ventiladores y los difusores.

Se analizó el sistema de difusión, retorno, extracción y aire nuevo para la UTA 1. Los resultados obtenidos son aplicados igualmente a la distribución del sistema de aire de la Unidad de tratamiento de Aire 2, ya que cuentan con las mismas características y los resultados son compatibles entre los dos sistemas.

El programa utilizado para la realización de los cálculos es ClimCalC Acoustic V.2.0 propiedad de la marca Isover el cual su principal función es determinar los dB(A) generados por la instalación de climatización.

A continuación se especifican los factores considerados para el análisis acústico utilizado por el programa ClimCalC Acoustic de los diferentes sistemas de conducción de aire descritos en los resultados obtenidos con los programas:

La potencia sonora en la red de distribución, será igual a la suma logarítmica de la potencia sonora de cada una de las fuentes de ruido menos la suma de la atenuación de cada uno de los elementos atenuantes existentes.

$$L_{w, salida} = 10 \log \left( \sum 10^{L_m / 10} \right) - \Delta L_T$$

Tras tener en cuenta el espectro sonoro de las fuentes emisoras dentro de la red de conductos, se va modelando el espectro sonoro en cada uno de los puntos de la red, para obtener al final, una predicción del nivel de potencia sonora a la salida de la rejilla, teniendo en cuenta las pérdidas por inserción que se



producen en la red debido a la presencia de material absorbente Climaver y a la existencia de determinadas figuras.

Para la obtención de los niveles globales se tiene en cuenta los niveles por cada frecuencia:

$$L_{total} = 10 \cdot \log \sum_{i=1}^n 10^{L_i/10}$$

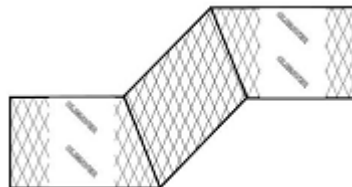
Para el caso de los tramos rectos, se toma en cuenta el siguiente algoritmo para la estimación de las pérdidas por inserción:

$$L = 1,05 \cdot \alpha^{1,4} \cdot \frac{P}{S} l$$

Al utilizar esta expresión, hay que considerar que el coeficiente de absorción acústica depende de la frecuencia y, por tanto, la amortiguación resultante depende de la frecuencia analizada. Es por esta razón, por la que se han realizado los cálculos para cada una de las frecuencias utilizadas en acústica arquitectónica.

## CODOS

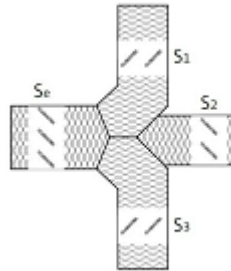
Todo cambio de dirección en un conducto absorbente en forma de codo provoca una amortiguación acústica, la cual depende de la frecuencia. Esta atenuación, puede determinarse a través de gráficos empíricos tal y como se muestra en la gráfica adjunta donde obtenemos la atenuación sonora producida por un codo en una red de distribución en función de las dimensiones y características



## DERIVACIONES

En las derivaciones de flujo se produce una atenuación acústica que viene dada por la siguiente expresión:

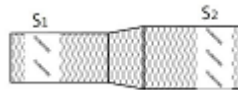
$$\Delta L = 10 \log \frac{S_e}{S_i}$$



## ENSANCHES DE SECCIÓN

En el caso de un ensanche producido en la sección de la red de conductos, la atenuación acústica viene dada por la expresión:

$$\Delta L = 10 \log \frac{(m_s + 1)^2}{4m_s}$$



$m_s$ : es la relación entre las secciones antes y después del ensanche (es decir  $S1/S2$ )

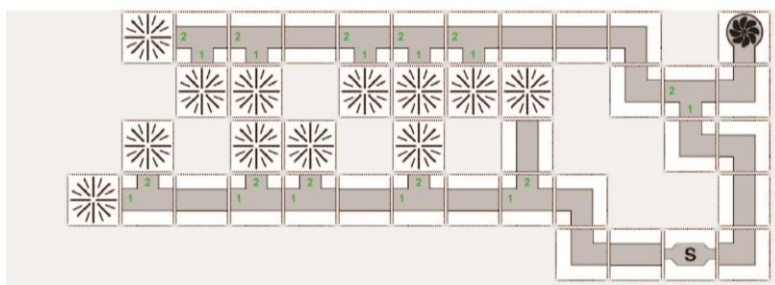
$S1$  : Es la sección antes del ensanche en  $m^2$

$S2$ : Es la sección después del ensanche en  $m^2$

## 9.2 Análisis acústico del sistema de difusión

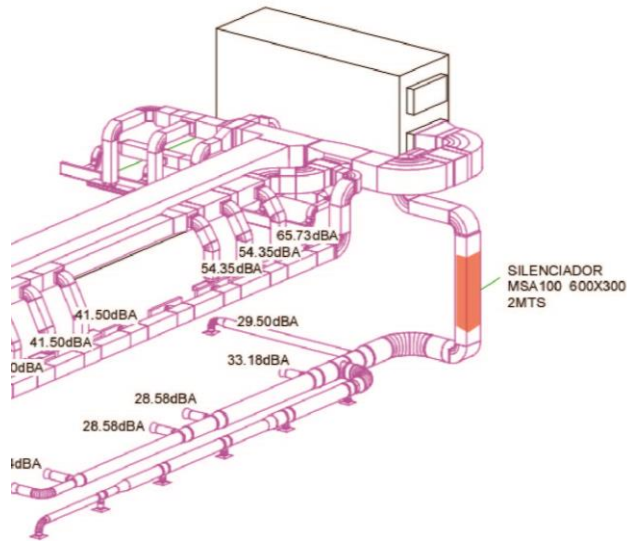
Se realizaron dos esquemas de conductos para el sistema de impulsión, debido a que el sistema se fragmenta en dos principales conductos de aire para realizar la distribución de la difusión. Se tomaron en cuenta los cambios de dirección en la trayectoria y los niveles de potencia sonora generados por las terminales de difusión y los ventiladores.

El primer estudio consta de la línea de ductos que abastecen a los difusores cercanos a la unidad de tratamiento de aire, los que tendrán un impacto más elevado en la potencia sonora, debido a la distancia recorrida del aire, la cual es la mínima. La línea de impulsión consta de 9 difusores ubicados en la planta superior y 6 difusores ubicados en el primer nivel.



**Imagen 9-1 Esquema de difusor en programa ClimCalc Acoustic V.2.0**

Para la atenuación acústica de los difusores en la planta baja, se utilizó un silenciador modelo MSA 100 de 600 x 300 y de una longitud de 2000 mm. Se aprovechó la distancia que se tiene en la bajante del ducto para instalar el silenciador.



La atenuación resultante del silenciador de celdillas proveniente de catálogo es la siguiente:

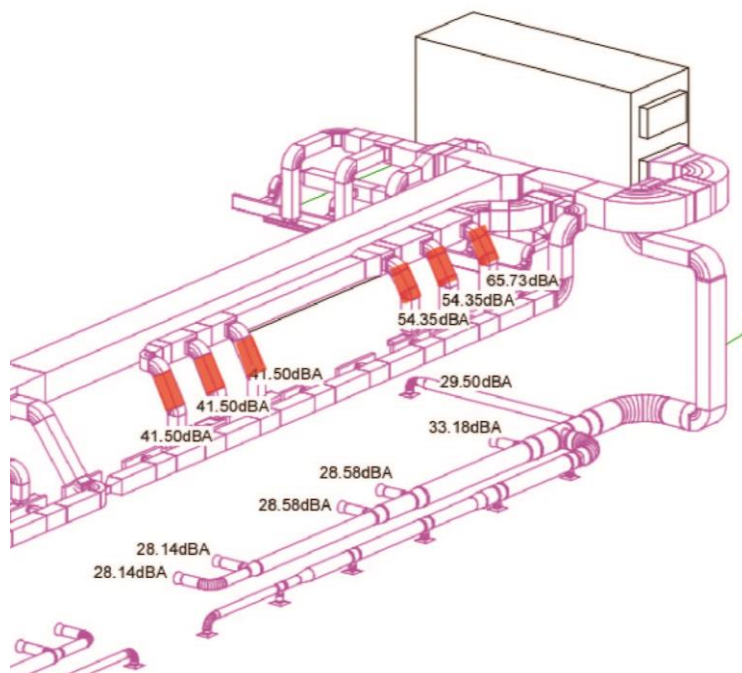
Silenciador	Dimensiones	Longitud(mm)	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1000Hz	2000Hz	4000Hz	8000Hz
MSA 100	600 x 300	2000	7	18	38	41	50	50	48	42

De esta forma se procede al cálculo de nivel acústico del sistema de difusión de la UTA en la primera sección.

ID	NOMBRE	ID	125 HZ	250 HZ	500 HZ	1000 HZ	2000 HZ	4000 HZ	TOTAL DB	TOTAL DB(A)
1	Ventilador	ve_v	85	84	85	82	78	73	90.51	
2	Codo	co_ii_c0	85	80	79	76	71	63	87.4	
3	Derivacion	de_in_c1_s1	80.27	75.27	74.27	71.27	66.27	58.27	82.67	
4	Codo	co_id_c2	80.27	71.27	68.27	65.27	59.27	48.27	81.17	
5	Codo	co_si_c2	80.27	67.27	62.27	59.27	52.27	38.27	80.59	
6	Tramo recto	tb_v_c2	76.69	59.43	51.98	48.98	41.13	25.36	76.79	
7	Codo	co_ii_c5	76.69	55.43	45.98	42.98	34.13	20	76.73	
8	Silenciador	si_h_c0	58.69	20	20	20	20	20	58.69	
9	Tramo recto	tb_h_c8	56.51	20	20	20	20	20	56.52	
10	Codo	co_id_c4	56.51	20	20	20	20	20	56.52	
11	Codo	co_si_c4	56.51	20	20	20	20	20	56.52	
12	Derivacion	de_su_c12_s1	56.51	20	20	20	20	20	56.52	
13	Tramo recto	tb_h_c9	54.25	20	20	20	20	20	54.26	

14	Derivacion	de_su_c13_s1	54.25	20	20	20	20	20	54.26	
15	Tramo recto	tb_h_c10	44.82	20	20	20	20	20	44.89	
16	Derivacion	de_su_c14_s1	43.38	20	20	20	20	20	43.48	
17	Derivacion	de_su_c15_s1	41.8	20	20	20	20	20	41.94	
18	Tramo recto	tb_h_c11	26.89	20	20	20	20	20	29.95	
19	Derivacion	de_su_c16_s1	23.37	20	20	20	20	20	28.56	
20	Difusor	di_t_c14	23.37	20	20	20	20	20	28.56	28.14
21	Derivacion	de_su_c16_s2	23.37	20	20	20	20	20	28.56	
22	Difusor	di_t_c15	23.37	20	20	20	20	20	28.56	28.14
23	Derivacion	de_su_c15_s2	38.28	20	20	20	20	20	38.59	
24	Difusor	di_t_c16	38.28	20	20	20	20	20	38.59	28.58
25	Derivacion	de_su_c14_s2	38.28	20	20	20	20	20	38.59	
26	Difusor	di_t_c17	38.28	20	20	20	20	20	38.59	28.58
27	Derivacion	de_su_c13_s2	47.84	20	20	20	20	20	47.88	
28	Difusor	di_t_c18	47.84	20	20	20	20	20	47.88	33.18
29	Derivacion	de_su_c12_s2	56.51	20	20	20	20	20	56.52	
30	Tramo recto	tb_v_c4	41.32	20	20	20	20	20	41.48	
31	Difusor	di_t_c13	41.32	20	20	20	20	20	41.48	29.5
32	Derivacion	de_in_c1_s2	85	80	79	76	71	63	87.4	
33	Codo	co_id_c1	85	76	73	70	64	53	85.9	
34	Codo	co_si_c1	85	72	67	64	57	43	85.32	
35	Tramo recto	tb_h_c12	83.19	68.03	61.8	58.8	51.36	36.47	83.37	
36	Tramo recto	tb_h_c13	80.92	63.08	55.29	52.29	44.32	28.3	81.01	
37	Derivacion	de_in_c2_s1	80.92	63.08	55.29	52.29	44.32	28.3	81.01	
38	Difusor	di_t_c24	80.92	63.08	55.29	52.29	44.32	28.3	81.01	65.73
39	Derivacion	de_in_c2_s2	75.24	57.39	49.61	46.61	38.63	22.61	75.33	
40	Derivacion	de_in_c3_s1	69.55	51.71	43.92	40.92	32.94	20	69.64	
41	Difusor	di_t_c23	69.55	51.71	43.92	40.92	32.94	20	69.64	54.35
42	Derivacion	de_in_c3_s2	75.24	57.39	49.61	46.61	38.63	22.61	75.33	
43	Derivacion	de_in_c4_s1	69.55	51.71	43.92	40.92	32.94	20	69.64	
44	Difusor	di_t_c22	69.55	51.71	43.92	40.92	32.94	20	69.64	54.35
45	Derivacion	de_in_c4_s2	73.23	55.38	47.6	44.6	36.62	20.6	73.32	
46	Tramo recto	tb_h_c14	61.05	28.72	20	20	20	20	61.05	
47	Derivacion	de_in_c5_s1	57.37	25.05	20	20	20	20	57.38	
48	Difusor	di_t_c21	57.37	25.05	20	20	20	20	57.38	41.54
49	Derivacion	de_in_c5_s2	61.05	28.72	20	20	20	20	61.05	
50	Derivacion	de_in_c6_s1	57.37	25.05	20	20	20	20	57.38	
51	Difusor	di_t_c20	57.37	25.05	20	20	20	20	57.38	41.54
52	Derivacion	de_in_c6_s2	57.37	25.05	20	20	20	20	57.38	
53	Difusor	di_t_c19	57.37	25.05	20	20	20	20	57.38	41.54

En el estudio se puede observar que se logra reducir los niveles sonoros de las toberas instaladas en la planta baja a un nivel adecuado. Las toberas tienen un nivel sonoro entre los 28 y 31 dB(A). Las toberas lineales instaladas en la parte superior tienen un nivel elevado de dB(A). El difusor lineal que tiene el nivel de presión sonora más elevado llega a los 68 dB(A). Esto se debe a que no se instaló un silenciador para las toberas lineales debido al espacio que se tiene en la instalación.

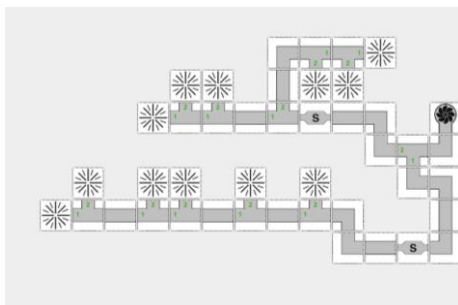


**Imagen 9-2 Detalle de los difusores con un dB(A) alto**

Para corregir la sonoridad de esta línea de difusión, se realizó una modificación a la línea de ductos para poder instalar un silenciador y así obtener los resultados acústicos adecuados.

Para corregir los dB(A) de los difusores lineales ubicados en la parte superior del edificio se realizó una modificación en la trayectoria de los conductos

para poder generar un espacio suficientemente amplio para instalar un silenciador de celdillas.

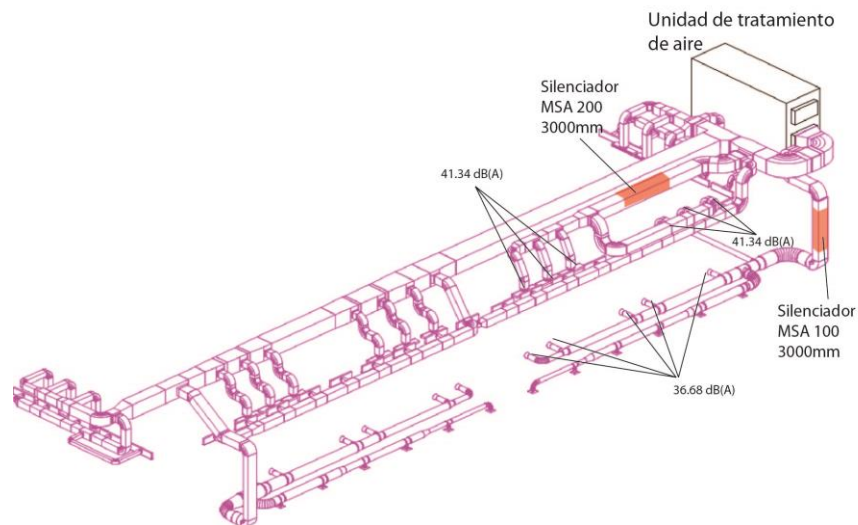


**Imagen 9-3 Esquema de distribución del sistema de difusión con silenciador**

ID	NOMBRE	ID	125 HZ	250 HZ	500 HZ	1000 HZ	2000 HZ	4000 HZ	TOTAL DB	TOTAL DB(A)
1	Ventilador	ve_v	101	93	88	82	77	72	101.89	
2	Codo	co_ii_c0	101	89	82	76	70	62	101.33	
3	Codo	co_id_c0	101	85	76	70	63	52	101.13	
4	Derivacion	de_iz_c0_s1	98.15	82.15	73.15	67.15	60.15	49.15	98.28	
5	Difusor	di_t_c37	98.15	82.15	73.15	67.15	60.15	49.15	98.28	83.05
6	Derivacion	de_iz_c0_s2	101	85	76	70	63	52	101.13	
7	Codo	co_si_c0	101	81	70	64	56	42	101.05	
8	Tramo recto	tb_h_c0	77.35	29.23	20	20	20	20	77.35	
9	Silenciador	si_h_c0	36.35	20	20	20	20	20	36.83	
10	Derivacion	de_su_c0_s1	36.35	20	20	20	20	20	36.83	
11	Derivacion	de_su_c1_s1	36.35	20	20	20	20	20	36.83	
12	Derivacion	de_su_c2_s1	37.06	20.71	20.71	20.71	20.71	20.71	37.53	
13	Tramo recto	tb_h_c1	31.05	20	20	20	20	20	32.49	
14	Derivacion	de_su_c3_s1	31.05	20	20	20	20	20	32.49	
15	Derivacion	de_su_c4_s1	31.05	20	20	20	20	20	32.49	
16	Derivacion	de_su_c5_s1	31.05	20	20	20	20	20	32.49	
17	Codo	co_sd_c0	31.05	20	20	20	20	20	32.49	
18	Tramo recto	tb_v_c0	25.39	20	20	20	20	20	29.28	
19	Codo	co_id_c1	25.39	20	20	20	20	20	29.28	
20	Codo	co_si_c1	25.39	20	20	20	20	20	29.28	
21	Codo	co_id_c2	25.39	20	20	20	20	20	29.28	
22	Derivacion	de_in_c0_s1	25.39	20	20	20	20	20	29.28	
23	Derivacion	de_in_c1_s1	25.39	20	20	20	20	20	29.28	

24	Tramo recto	tb_h_c3	20	20	20	20	20	20	27.78	
25	Derivacion	de_in_c5_s1	20	20	20	20	20	20	27.78	
26	Derivacion	de_in_c6_s1	20	20	20	20	20	20	27.78	
27	Tramo recto	tb_h_c4	20	20	20	20	20	20	27.78	
28	Derivacion	de_in_c7_s1	20	20	20	20	20	20	27.78	
29	Difusor	di_t_c36	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	38.2	36.68
30	Derivacion	de_in_c7_s2	20	20	20	20	20	20	27.78	
31	Difusor	di_t_c35	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	38.2	36.68
32	Derivacion	de_in_c6_s2	20	20	20	20	20	20	27.78	
33	Difusor	di_t_c34	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	38.2	36.68
34	Derivacion	de_in_c5_s2	20	20	20	20	20	20	27.78	
35	Difusor	di_t_c33	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	38.2	36.68
36	Derivacion	de_in_c1_s2	20	20	20	20	20	20	27.78	
37	Difusor	di_t_c32	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	38.2	36.68
38	Derivacion	de_in_c0_s2	20	20	20	20	20	20	27.78	
39	Difusor	di_t_c31	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	38.2	36.68
40	Derivacion	de_su_c5_s2	22.25	20	20	20	20	20	28.25	
41	Silenciador	si_v_c5	20	20	20	20	20	20	27.78	
42	Difusor	di_t_c30	35.14	35.14	35.14	35.14	35.14	35.14	42.92	41.34
43	Derivacion	de_su_c4_s2	22.25	20	20	20	20	20	28.25	
44	Silenciador	si_v_c4	20	20	20	20	20	20	27.78	
45	Difusor	di_t_c29	35.14	35.14	35.14	35.14	35.14	35.14	42.92	41.34
46	Derivacion	de_su_c3_s2	22.25	20	20	20	20	20	28.25	
47	Silenciador	si_v_c3	20	20	20	20	20	20	27.78	
48	Difusor	di_t_c28	35.14	35.14	35.14	35.14	35.14	35.14	42.92	41.34
49	Derivacion	de_su_c2_s2	27.56	20	20	20	20	20	30.29	
50	Silenciador	si_v_c2	22.56	20	20	20	20	20	28.33	
51	Difusor	di_t_c27	35.24	35.14	35.14	35.14	35.14	35.14	42.93	41.34
52	Derivacion	de_su_c1_s2	26.85	20	20	20	20	20	29.93	
53	Silenciador	si_v_c1	21.85	20	20	20	20	20	28.15	
54	Difusor	di_t_c26	35.21	35.14	35.14	35.14	35.14	35.14	42.93	41.34
55	Derivacion	de_su_c0_s2	26.85	20	20	20	20	20	29.93	
56	Silenciador	si_v_c0	21.85	20	20	20	20	20	28.15	
57	Difusor	di_t_c25	35.21	35.14	35.14	35.14	35.14	35.14	42.93	41.34

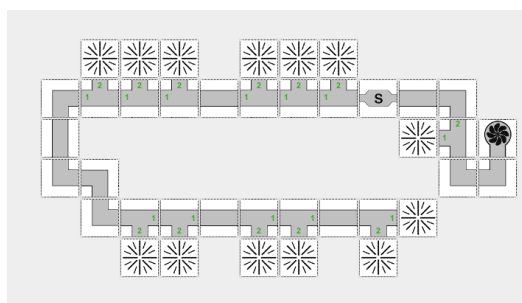




**Imagen 9-4 Valores de dB(A) en el sistema de difusión y ubicación de silenciadores**

Se puede ver en el estudio que los difusores cumplen con un nivel de potencia sonora reducido. Los difusores tienen un nivel entre los 36 y 41 dB(A). En la imagen 9-4 se puede ver la modificación realizada para incrementar el espacio para la instalación del silenciador.

Se realizó el análisis de la segunda sección del sistema de difusión, aplicando los utilizados en el proyecto.



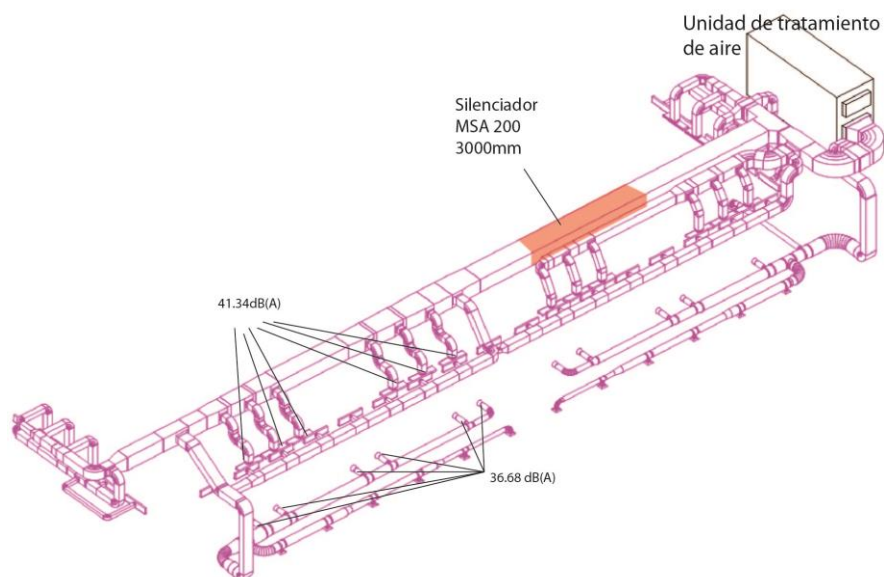
**Imagen 9-5 Diagrama del sistema de difusión de aire con silenciadores ClimCalC Acoustic**

**Tabla 9-1 Estudio de sistema de difusión con silenciadores**

ID	NOMBRE	ID	125 HZ	250 HZ	500 HZ	1000 HZ	2000 HZ	4000 HZ	TOTAL DB	TOTAL DB(A)
1	Ventilador	ve_v	101	93	88	82	77	72	101.89	
2	Codo	co_ii_c0	101	89	82	76	70	62	101.33	
3	Codo	co_id_c0	101	85	76	70	63	52	101.13	

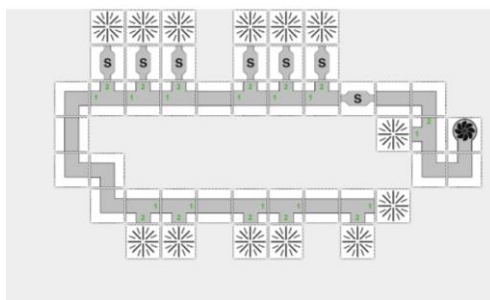
4	Derivacion	de_iz_c0_s1	98.15	82.15	73.15	67.15	60.15	49.15	98.28	
5	Difusor	di_t_c24	98.15	82.15	73.15	67.15	60.15	49.15	98.28	83.05
6	Derivacion	de_iz_c0_s2	101	85	76	70	63	52	101.13	
7	Codo	co_si_c0	101	81	70	64	56	42	101.05	
8	Tramo recto	tb_h_c0	77.35	29.23	20	20	20	20	77.35	
9	Silenciador	si_h_c0	36.35	20	20	20	20	20	36.83	
10	Derivacion	de_su_c0_s1	36.35	20	20	20	20	20	36.83	
11	Derivacion	de_su_c1_s1	36.35	20	20	20	20	20	36.83	
12	Derivacion	de_su_c2_s1	37.06	20.71	20.71	20.71	20.71	20.71	37.53	
13	Tramo recto	tb_h_c1	31.05	20	20	20	20	20	32.49	
14	Derivacion	de_su_c3_s1	31.05	20	20	20	20	20	32.49	
15	Derivacion	de_su_c4_s1	31.05	20	20	20	20	20	32.49	
16	Derivacion	de_su_c5_s1	31.05	20	20	20	20	20	32.49	
17	Codo	co_sd_c0	31.05	20	20	20	20	20	32.49	
18	Tramo recto	tb_v_c0	25.39	20	20	20	20	20	29.28	
19	Codo	co_id_c1	25.39	20	20	20	20	20	29.28	
20	Codo	co_si_c1	25.39	20	20	20	20	20	29.28	
21	Codo	co_id_c2	25.39	20	20	20	20	20	29.28	
22	Derivacion	de_in_c0_s1	25.39	20	20	20	20	20	29.28	
23	Derivacion	de_in_c1_s1	25.39	20	20	20	20	20	29.28	
24	Tramo recto	tb_h_c3	20	20	20	20	20	20	27.78	
25	Derivacion	de_in_c5_s1	20	20	20	20	20	20	27.78	
26	Derivacion	de_in_c6_s1	20	20	20	20	20	20	27.78	
27	Tramo recto	tb_h_c4	20	20	20	20	20	20	27.78	
28	Derivacion	de_in_c7_s1	20	20	20	20	20	20	27.78	
29	Difusor	di_t_c23	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	38.2	36.68
30	Derivacion	de_in_c7_s2	20	20	20	20	20	20	27.78	
31	Difusor	di_t_c22	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	38.2	36.68
32	Derivacion	de_in_c6_s2	20	20	20	20	20	20	27.78	
33	Difusor	di_t_c21	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	38.2	36.68
34	Derivacion	de_in_c5_s2	20	20	20	20	20	20	27.78	
35	Difusor	di_t_c20	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	38.2	36.68
36	Derivacion	de_in_c1_s2	20	20	20	20	20	20	27.78	
37	Difusor	di_t_c19	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	38.2	36.68
38	Derivacion	de_in_c0_s2	20	20	20	20	20	20	27.78	
39	Difusor	di_t_c18	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	38.2	36.68
40	Derivacion	de_su_c5_s2	22.25	20	20	20	20	20	28.25	
41	Difusor	di_t_c17	35.22	35.14	35.14	35.14	35.14	35.14	42.93	41.34
42	Derivacion	de_su_c4_s2	22.25	20	20	20	20	20	28.25	

43	Difusor	di_t_c16	35.22	35.14	35.14	35.14	35.14	35.14	42.93	41.34
44	Derivacion	de_su_c3_s2	22.25	20	20	20	20	20	28.25	
45	Difusor	di_t_c15	35.22	35.14	35.14	35.14	35.14	35.14	42.93	41.34
46	Derivacion	de_su_c2_s2	27.56	20	20	20	20	20	30.29	
47	Difusor	di_t_c14	35.72	35.14	35.14	35.14	35.14	35.14	43.02	41.34
48	Derivacion	de_su_c1_s2	26.85	20	20	20	20	20	29.93	
49	Difusor	di_t_c13	35.62	35.14	35.14	35.14	35.14	35.14	43	41.34
50	Derivacion	de_su_c0_s2	26.85	20	20	20	20	20	29.93	
51	Difusor	di_t_c12	35.62	35.14	35.14	35.14	35.14	35.14	43	41.34



**Imagen 9-6 Valores de dB(A) en el sistema de difusión y ubicación de silenciadores**

Se trató de aplicar un segundo silenciador cilíndrico para bajar el nivel sonoro de los difusores que tienen un nivel de 41.34 dB(A)



**Imagen 9-7 Diagrama del sistema de difusión de aire con silenciadores adicionales cilíndricos ClimCalC Acoustic**

**Tabla 9-2 Estudio de sistema de difusión con silenciadores cilíndricos adicionales**

ID	NOMBRE	ID	125 HZ	250 HZ	500 HZ	1000 HZ	2000 HZ	4000 HZ	TOTAL DB	TOTAL DB(A)
1	Ventilador	ve_v	101	93	88	82	77	72	101.89	
2	Codo	co_ii_c0	101	89	82	76	70	62	101.33	
3	Codo	co_id_c0	101	85	76	70	63	52	101.13	
4	Derivacion	de_iz_c0_s1	98.15	82.15	73.15	67.15	60.15	49.15	98.28	
5	Difusor	di_t_c37	98.15	82.15	73.15	67.15	60.15	49.15	98.28	83.05
6	Derivacion	de_iz_c0_s2	101	85	76	70	63	52	101.13	
7	Codo	co_si_c0	101	81	70	64	56	42	101.05	
8	Tramo recto	tb_h_c0	77.35	29.23	20	20	20	20	77.35	
9	Silenciador	si_h_c0	36.35	20	20	20	20	20	36.83	
10	Derivacion	de_su_c0_s1	36.35	20	20	20	20	20	36.83	
11	Derivacion	de_su_c1_s1	36.35	20	20	20	20	20	36.83	
12	Derivacion	de_su_c2_s1	37.06	20.71	20.71	20.71	20.71	20.71	37.53	
13	Tramo recto	tb_h_c1	31.05	20	20	20	20	20	32.49	
14	Derivacion	de_su_c3_s1	31.05	20	20	20	20	20	32.49	
15	Derivacion	de_su_c4_s1	31.05	20	20	20	20	20	32.49	
16	Derivacion	de_su_c5_s1	31.05	20	20	20	20	20	32.49	
17	Codo	co_sd_c0	31.05	20	20	20	20	20	32.49	
18	Tramo recto	tb_v_c0	25.39	20	20	20	20	20	29.28	
19	Codo	co_id_c1	25.39	20	20	20	20	20	29.28	
20	Codo	co_si_c1	25.39	20	20	20	20	20	29.28	
21	Codo	co_id_c2	25.39	20	20	20	20	20	29.28	
22	Derivacion	de_in_c0_s1	25.39	20	20	20	20	20	29.28	
23	Derivacion	de_in_c1_s1	25.39	20	20	20	20	20	29.28	
24	Tramo recto	tb_h_c3	20	20	20	20	20	20	27.78	
25	Derivacion	de_in_c5_s1	20	20	20	20	20	20	27.78	
26	Derivacion	de_in_c6_s1	20	20	20	20	20	20	27.78	

27	Tramo recto	tb_h_c4	20	20	20	20	20	20	27.78	
28	Derivacion	de_in_c7_s1	20	20	20	20	20	20	27.78	
29	Difusor	di_t_c36	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	38.2	36.68
30	Derivacion	de_in_c7_s2	20	20	20	20	20	20	27.78	
31	Difusor	di_t_c35	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	38.2	36.68
32	Derivacion	de_in_c6_s2	20	20	20	20	20	20	27.78	
33	Difusor	di_t_c34	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	38.2	36.68
34	Derivacion	de_in_c5_s2	20	20	20	20	20	20	27.78	
35	Difusor	di_t_c33	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	38.2	36.68
36	Derivacion	de_in_c1_s2	20	20	20	20	20	20	27.78	
37	Difusor	di_t_c32	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	38.2	36.68
38	Derivacion	de_in_c0_s2	20	20	20	20	20	20	27.78	
39	Difusor	di_t_c31	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	30.41	38.2	36.68
40	Derivacion	de_su_c5_s2	22.25	20	20	20	20	20	28.25	
41	Silenciador	si_v_c5	20	20	20	20	20	20	27.78	
42	Difusor	di_t_c30	35.14	35.14	35.14	35.14	35.14	35.14	42.92	41.34
43	Derivacion	de_su_c4_s2	22.25	20	20	20	20	20	28.25	
44	Silenciador	si_v_c4	20	20	20	20	20	20	27.78	
45	Difusor	di_t_c29	35.14	35.14	35.14	35.14	35.14	35.14	42.92	41.34
46	Derivacion	de_su_c3_s2	22.25	20	20	20	20	20	28.25	
47	Silenciador	si_v_c3	20	20	20	20	20	20	27.78	
48	Difusor	di_t_c28	35.14	35.14	35.14	35.14	35.14	35.14	42.92	41.34
49	Derivacion	de_su_c2_s2	27.56	20	20	20	20	20	30.29	
50	Silenciador	si_v_c2	22.56	20	20	20	20	20	28.33	
51	Difusor	di_t_c27	35.24	35.14	35.14	35.14	35.14	35.14	42.93	41.34
52	Derivacion	de_su_c1_s2	26.85	20	20	20	20	20	29.93	
53	Silenciador	si_v_c1	21.85	20	20	20	20	20	28.15	
54	Difusor	di_t_c26	35.21	35.14	35.14	35.14	35.14	35.14	42.93	41.34
55	Derivacion	de_su_c0_s2	26.85	20	20	20	20	20	29.93	
56	Silenciador	si_v_c0	21.85	20	20	20	20	20	28.15	
57	Difusor	di_t_c25	35.21	35.14	35.14	35.14	35.14	35.14	42.93	41.34

Se puede apreciar que el resultado es prácticamente el mismo, a la poca distancia que tienen los silenciadores cilíndricos. Debido a que la reducción del sonido no es significativa, se descarta la utilización de los difusores cilíndricos en el sistema de difusión..

### 9.3 Análisis acústico del sistema de retorno

El estudio acústico realizado al sistema de retorno en el recinto es válido para las dos unidades de tratamiento de aire debido a que tienen las mismas características. Para el cálculo se utilizó el valor de 20 dB(A) producido por las rejillas AE de TROX. Este valor fue obtenido de los catálogos del producto.

Para el análisis acústico de retorno de aire se consideran los siguientes valores del ventilador:

	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1000Hz	2000Hz	4000Hz	8000Hz
Ventilador de retorno	83	86	85	83	80	78	72	65

Los resultados proporcionados por el programa de cálculo nos dan unos valores elevados de dB(A) en las rejillas de retorno debido a que no se instalaron los silenciadores.

**Tabla 9-3 Estudio de sistema de retorno sin silenciadores**

ID	NOMBRE	ID	125 HZ	250 HZ	500 HZ	1000 HZ	2000 HZ	4000 HZ	TOTAL DB	TOTAL DB(A)
1	Ventilador	ve_v	86	85	83	80	78	72	90.39	
2	Codo	co_id_c0	82	79	77	73	68	60	84.99	
3	Codo	co_ii_c0	78	73	71	66	58	48	80.01	
4	Tramo recto	tb_v_c0	74.48	65.29	60.88	55.88	47.04	35.3	75.2	
5	Derivacion	de_de_c0_s1	74.48	65.29	60.88	55.88	47.04	35.3	75.2	
6	Tramo recto	tb_v_c1	72.84	61.7	56.17	51.17	41.94	29.38	73.28	
7	Codo	co_sd_c0	72.84	57.7	50.17	45.17	34.94	20	73	
8	Silenciador	si_h_c1	88.84	66.7	53.17	45.17	33.94	20	88.87	
9	Tramo recto	tb_h_c4	79.94	47.22	27.61	20	20	20	79.94	
10	Derivacion	de_su_c5_s1	71.14	38.42	20	20	20	20	71.15	
11	Rejilla	rj_t_c0	71.14	38.89	24.76	23.01	22.54	22.54	71.15	55.17
12	Derivacion	de_su_c5_s2	79.73	47.01	27.4	20	20	20	79.74	
13	Derivacion	de_su_c6_s1	70.94	38.22	20	20	20	20	70.94	
14	Rejilla	rj_t_c1	70.94	38.71	24.76	23.01	22.54	22.54	70.94	54.96
15	Derivacion	de_su_c6_s2	79.73	47.01	27.4	20	20	20	79.74	
16	Derivacion	de_su_c7_s1	70.94	38.22	20	20	20	20	70.94	
17	Rejilla	rj_t_c2	70.94	38.71	24.76	23.01	22.54	22.54	70.94	54.96
18	Derivacion	de_su_c7_s2	79.73	47.01	27.4	20	20	20	79.74	
19	Derivacion	de_su_c8_s1	70.94	38.22	20	20	20	20	70.94	

20	Rejilla	rj_t_c3	70.94	38.71	24.76	23.01	22.54	22.54	70.94	54.96
21	Derivacion	de_su_c8_s2	79.73	47.01	27.4	20	20	20	79.74	
22	Derivacion	de_su_c9_s1	70.94	38.22	20	20	20	20	70.94	
23	Rejilla	rj_t_c4	70.94	38.71	24.76	23.01	22.54	22.54	70.94	54.96
24	Derivacion	de_su_c9_s2	79.73	47.01	27.4	20	20	20	79.74	
25	Tramo recto	tb_h_c5	62.88	20	20	20	20	20	62.88	
26	Derivacion	de_su_c10_s1	57.12	20	20	20	20	20	57.12	
27	Rejilla	rj_t_c5	57.15	29.51	24.76	23.01	22.54	22.54	57.16	41.44
28	Derivacion	de_su_c10_s2	62.88	20	20	20	20	20	62.88	
29	Derivacion	de_su_c11_s1	57.12	20	20	20	20	20	57.12	
30	Rejilla	rj_t_c6	57.15	29.51	24.76	23.01	22.54	22.54	57.16	41.44
31	Derivacion	de_su_c11_s2	62.88	20	20	20	20	20	62.88	
32	Derivacion	de_su_c12_s1	57.12	20	20	20	20	20	57.12	
33	Rejilla	rj_t_c7	57.15	29.51	24.76	23.01	22.54	22.54	57.16	41.44
34	Derivacion	de_su_c12_s2	57.12	20	20	20	20	20	57.12	
35	Rejilla	rj_t_c15	57.15	29.51	24.76	23.01	22.54	22.54	57.16	41.44
36	Derivacion	de_de_c0_s2	73.85	64.66	60.26	55.26	46.41	34.67	74.57	
37	Silenciador	si_h_c0	89.85	73.66	63.26	55.26	45.41	33.67	89.96	
38	Tramo recto	tb_h_c0	86.29	65.87	53.03	45.03	34.34	20.84	86.33	
39	Derivacion	de_in_c0_s1	86.29	65.87	53.03	45.03	34.34	20.84	86.33	
40	Derivacion	de_in_c1_s1	86.29	65.87	53.03	45.03	34.34	20.84	86.33	
41	Derivacion	de_in_c2_s1	86.29	65.87	53.03	45.03	34.34	20.84	86.33	
42	Tramo recto	tb_h_c2	79.68	51.41	34.05	26.05	20	20	79.69	
43	Derivacion	de_in_c3_s1	79.68	51.41	34.05	26.05	20	20	79.69	
44	Derivacion	de_in_c4_s1	79.68	51.41	34.05	26.05	20	20	79.69	
45	Tramo recto	tb_h_c3	72.53	35.75	20	20	20	20	72.53	
46	Derivacion	de_in_c5_s1	72.53	35.75	20	20	20	20	72.53	
47	Derivacion	de_in_c6_s1	64.26	27.47	20	20	20	20	64.26	
48	Rejilla	rj_t_c16	64.26	31.31	24.76	23.01	22.54	22.54	64.27	48.32
49	Derivacion	de_in_c6_s2	64.26	27.47	20	20	20	20	64.26	
50	Rejilla	rj_t_c14	64.26	31.31	24.76	23.01	22.54	22.54	64.27	48.32
51	Derivacion	de_in_c5_s2	64.26	27.47	20	20	20	20	64.26	
52	Rejilla	rj_t_c13	64.26	31.31	24.76	23.01	22.54	22.54	64.27	48.32
53	Derivacion	de_in_c4_s2	71.11	42.83	25.47	20	20	20	71.12	
54	Rejilla	rj_t_c12	71.11	43.01	27.42	23.01	22.54	22.54	71.12	55.16
55	Derivacion	de_in_c3_s2	71.11	42.83	25.47	20	20	20	71.12	
56	Rejilla	rj_t_c11	71.11	43.01	27.42	23.01	22.54	22.54	71.12	55.16
57	Derivacion	de_in_c2_s2	76.63	56.21	43.37	35.37	24.67	20	76.67	
58	Rejilla	rj_t_c10	76.63	56.22	43.41	35.49	25.71	22.54	76.67	60.88
59	Derivacion	de_in_c1_s2	76.63	56.21	43.37	35.37	24.67	20	76.67	
60	Rejilla	rj_t_c9	76.63	56.22	43.41	35.49	25.71	22.54	76.67	60.88

61	Derivacion	de_in_c0_s2	76.63	56.21	43.37	35.37	24.67	20	76.67	
62	Rejilla	rj_t_c8	76.63	56.22	43.41	35.49	25.71	22.54	76.67	60.88

En el estudio se puede visualizar que las rejillas de retorno se encuentran en unos valores no adecuados, por lo que se procede a la instalación de unos silenciadores de celdillas y realizar el mismo análisis y poder llegar al nivel óptimo.

A continuación se presenta el esquema de distribución para el análisis acústico del sistema de retorno con los silenciadores de celdillas.



**Imagen 9-8 Diagrama de sistema de retorno ClimCalc Acoustic**

El tipo de silenciador propuesto fue el siguiente:

Modelo MSA 200

Longitud 2000mm

Separación entre celdillas de 160mm

Amortiguación de frecuencias de:

Silenciador	Dimensiones	Longitud(m m)	63H z	125H z	250H z	500H z	1000H z	2000H z	4000H z	8000H z
MSA200	900 x 600	2000	4	14	28	28	25	19	13	10

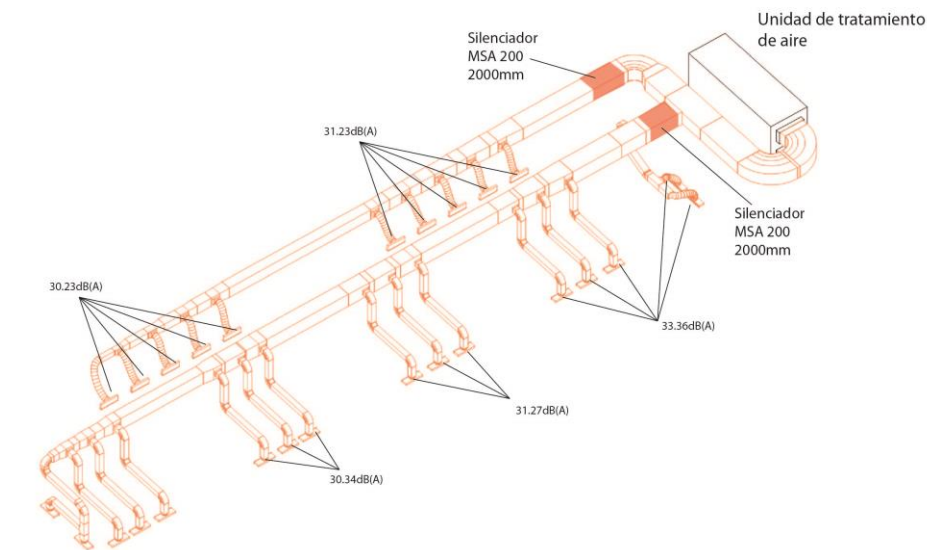
Los resultados fueron los siguientes:



**Tabla 9-4 Estudio de sistema de retorno con silenciadores**

ID	NOMBRE	ID	125 HZ	250 HZ	500 HZ	1000 HZ	2000 HZ	4000 HZ	TOTAL DB	TOTAL DB(A)
1	Ventilador	ve_v	86	85	83	80	78	72	90.39	
2	Codo	co_id_c0	82	79	77	73	68	60	84.99	
3	Codo	co_ii_c0	78	73	71	66	58	48	80.01	
4	Tramo recto	tb_v_c0	74.48	65.29	60.88	55.88	47.04	35.3	75.2	
5	Derivacion	de_de_c0_s1	74.48	65.29	60.88	55.88	47.04	35.3	75.2	
6	Tramo recto	tb_v_c1	72.84	61.7	56.17	51.17	41.94	29.38	73.28	
7	Codo	co_sd_c0	72.84	57.7	50.17	45.17	34.94	20	73	
8	Silenciador	si_h_c1	58.84	29.7	22.17	20.17	20	20	58.85	
9	Tramo recto	tb_h_c4	49.94	20	20	20	20	20	49.96	
10	Derivacion	de_su_c5_s1	41.14	20	20	20	20	20	41.31	
11	Rejilla	rj_t_c0	42.3	29.51	24.76	23.01	22.54	22.54	42.73	31.28
12	Derivacion	de_su_c5_s2	49.73	20	20	20	20	20	49.76	
13	Derivacion	de_su_c6_s1	40.94	20	20	20	20	20	41.11	
14	Rejilla	rj_t_c1	42.15	29.51	24.76	23.01	22.54	22.54	42.59	31.23
15	Derivacion	de_su_c6_s2	49.73	20	20	20	20	20	49.76	
16	Derivacion	de_su_c7_s1	40.94	20	20	20	20	20	41.11	
17	Rejilla	rj_t_c2	42.15	29.51	24.76	23.01	22.54	22.54	42.59	31.23
18	Derivacion	de_su_c7_s2	49.73	20	20	20	20	20	49.76	
19	Derivacion	de_su_c8_s1	40.94	20	20	20	20	20	41.11	
20	Rejilla	rj_t_c3	42.15	29.51	24.76	23.01	22.54	22.54	42.59	31.23
21	Derivacion	de_su_c8_s2	49.73	20	20	20	20	20	49.76	
22	Derivacion	de_su_c9_s1	40.94	20	20	20	20	20	41.11	
23	Rejilla	rj_t_c4	42.15	29.51	24.76	23.01	22.54	22.54	42.59	31.23
24	Derivacion	de_su_c9_s2	49.73	20	20	20	20	20	49.76	
25	Tramo recto	tb_h_c5	32.88	20	20	20	20	20	33.88	
26	Derivacion	de_su_c10_s1	27.12	20	20	20	20	20	30.06	
27	Rejilla	rj_t_c5	36.53	29.51	24.76	23.01	22.54	22.54	37.96	30.12
28	Derivacion	de_su_c10_s2	32.88	20	20	20	20	20	33.88	
29	Derivacion	de_su_c11_s1	27.12	20	20	20	20	20	30.06	
30	Rejilla	rj_t_c6	36.53	29.51	24.76	23.01	22.54	22.54	37.96	30.12
31	Derivacion	de_su_c11_s2	32.88	20	20	20	20	20	33.88	
32	Derivacion	de_su_c12_s1	27.12	20	20	20	20	20	30.06	
33	Rejilla	rj_t_c7	36.53	29.51	24.76	23.01	22.54	22.54	37.96	30.12
34	Derivacion	de_su_c12_s2	27.12	20	20	20	20	20	30.06	
35	Rejilla	rj_t_c15	36.53	29.51	24.76	23.01	22.54	22.54	37.96	30.12
36	Derivacion	de_de_c0_s2	73.85	64.66	60.26	55.26	46.41	34.67	74.57	
37	Silenciador	si_h_c0	59.85	36.66	32.26	30.26	27.41	21.67	59.89	
38	Tramo recto	tb_h_c0	56.29	28.87	22.03	20.03	20	20	56.31	

39	Derivacion	de_in_c0_s1	56.29	28.87	22.03	20.03	20	20	56.31	
40	Derivacion	de_in_c1_s1	56.29	28.87	22.03	20.03	20	20	56.31	
41	Derivacion	de_in_c2_s1	56.29	28.87	22.03	20.03	20	20	56.31	
42	Tramo recto	tb_h_c2	49.68	20	20	20	20	20	49.71	
43	Derivacion	de_in_c3_s1	49.68	20	20	20	20	20	49.71	
44	Derivacion	de_in_c4_s1	49.68	20	20	20	20	20	49.71	
45	Tramo recto	tb_h_c3	42.53	20	20	20	20	20	42.65	
46	Derivacion	de_in_c5_s1	42.53	20	20	20	20	20	42.65	
47	Derivacion	de_in_c6_s1	34.26	20	20	20	20	20	35	
48	Rejilla	rj_t_c16	38.22	29.51	24.76	23.01	22.54	22.54	39.24	30.34
49	Derivacion	de_in_c6_s2	34.26	20	20	20	20	20	35	
50	Rejilla	rj_t_c14	38.22	29.51	24.76	23.01	22.54	22.54	39.24	30.34
51	Derivacion	de_in_c5_s2	34.26	20	20	20	20	20	35	
52	Rejilla	rj_t_c13	38.22	29.51	24.76	23.01	22.54	22.54	39.24	30.34
53	Derivacion	de_in_c4_s2	41.11	20	20	20	20	20	41.27	
54	Rejilla	rj_t_c12	42.28	29.51	24.76	23.01	22.54	22.54	42.71	31.27
55	Derivacion	de_in_c3_s2	41.11	20	20	20	20	20	41.27	
56	Rejilla	rj_t_c11	42.28	29.51	24.76	23.01	22.54	22.54	42.71	31.27
57	Derivacion	de_in_c2_s2	46.63	20	20	20	20	20	46.67	
58	Rejilla	rj_t_c10	46.99	29.51	24.76	23.01	22.54	22.54	47.14	33.36
59	Derivacion	de_in_c1_s2	46.63	20	20	20	20	20	46.67	
60	Rejilla	rj_t_c9	46.99	29.51	24.76	23.01	22.54	22.54	47.14	33.36
61	Derivacion	de_in_c0_s2	46.63	20	20	20	20	20	46.67	
62	Rejilla	rj_t_c8	46.99	29.51	24.76	23.01	22.54	22.54	47.14	33.36



**Imagen 9-9 Sistema de retorno con la ubicación de los silenciadores y los dB(A) generados en las rejillas**

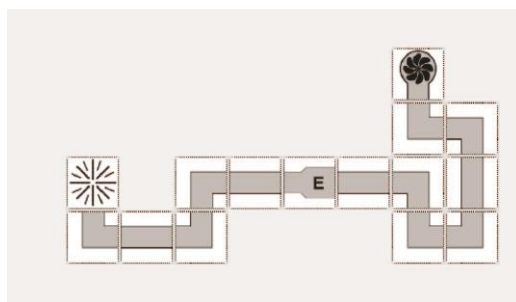
Los resultados obtenidos son adecuados y presentan unos valores menores a los 34 dB(A). Esto genera unos buenos parámetros acústicos y una baja molestia de ruido producido por las rejillas de retorno.

#### 9.4 Análisis acústico del sistema de expulsión de aire

Para el análisis de la expulsión del aire viciado en el recinto se utilizó la misma metodología que en los previos estudios. Primero se analizó el sistema de retronó sin silenciadores y se procedió a realizar un análisis con los silenciadores y comparar los resultados. El análisis es válido para las dos unidades de tratamiento debido a que cuentan con las mismas características.

Se consideraron los siguientes valores para la realización del cálculo en referencia al ventilador de expulsión de la UTA 1.

Ventilador de expulsión	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1000Hz	2000Hz	4000Hz	8000Hz
	84	84	84	86	84	80	74	68

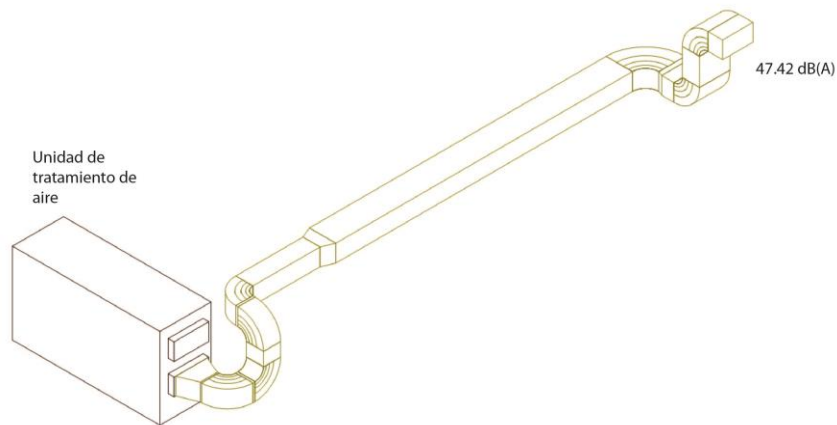


**Imagen 9-10 Diagrama del sistema de expulsión de aire sin silenciadores ClimCalC Acoustic**

**Tabla 9-5 Estudio del sistema de expulsión de aire sin silenciadores**

ID	NOMBRE	ID	125 HZ	250 HZ	500 HZ	1000 HZ	2000 HZ	4000 HZ	TOTAL DB	TOTAL DB(A)
1	Ventilador	ve_v	84	84	86	84	80	74	91.06	
2	Codo	co_id_c0	84	80	80	78	73	64	87.3	
3	Codo	co_si_c0	84	76	74	72	66	54	85.27	
4	Tramo recto	tb_v_c0	83.1	74.04	71.43	69.43	63.21	50.77	84.06	
5	Codo	co_ii_c0	83.1	70.04	65.43	63.43	56.21	40.77	83.44	
6	Codo	co_id_c1	83.1	66.04	59.43	57.43	49.21	30.77	83.22	
7	Codo	co_si_c1	83.1	62.04	53.43	51.43	42.21	20.77	83.15	
8	Tramo recto	tb_h_c0	81.31	58.12	48.28	46.28	36.64	20	81.34	
9	Ensanche	en_h_c0	81.11	57.92	48.08	46.08	36.44	20	81.14	
10	Tramo recto	tb_h_c1	64.85	22.33	20	20	20	20	64.86	
11	Codo	co_sd_c0	64.85	20	20	20	20	20	64.86	
12	Codo	co_ii_c1	64.85	20	20	20	20	20	64.86	
13	Tramo recto	tb_h_c2	63.38	20	20	20	20	20	63.38	
14	Codo	co_id_c2	63.38	20	20	20	20	20	63.38	
15	Difusor	di_t_c1	63.38	20	20	20	20	20	63.38	47.42

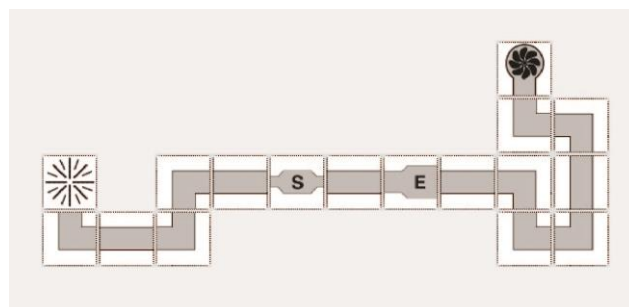
El resultado obtenido después de introducir los datos y procesarlos por el programa ClimCalC es de 47.42 dB(A)



Debido a que se tiene espacio suficiente para la instalación del silenciador, se opta por instalarlo y realizar una comprobación para ver el nivel sonoro al que se reduce debido a los silenciadores. El silenciador seleccionado es el modelo XSA TROX de una longitud de 3000mm y una separación de celdillas de 80mm.

El silenciador de celdillas consta de material de absorción (biodegradable, no perjudicial para la salud) protegido con velo de seda de vidrio contra la erosión, resistente hasta velocidades del aire de 20 m/s., lana mineral con calidad RAL, no inflamable según DIN 4102 A2. Las características absorbentes del silenciador son las siguientes:

Silenciador	Dimensiones	Longitud(m m)	63H Z	125H Z	250H Z	500H Z	1000H Z	2000H Z	4000H Z	8000H Z
XSA200	900 x 600	3000	10	29	42	50	50	50	50	35

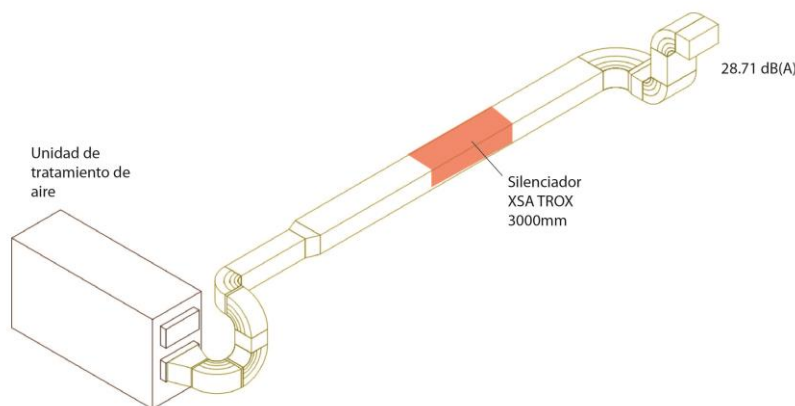


**Imagen 9-11 Diagrama del sistema de expulsión de aire con silenciadores ClimCalC Acoustic**

**Tabla 9-6 Estudio del sistema de expulsión de aire con silenciadores**

ID	NOMBRE	ID	125 HZ	250 HZ	500 HZ	1000 HZ	2000 HZ	4000 HZ	TOTAL DB	TOTAL DB(A)
1	Ventilador	ve_v	84	84	86	84	80	74	91.06	
2	Codo	co_id_c0	84	80	80	78	73	64	87.3	
3	Codo	co_si_c0	84	76	74	72	66	54	85.27	
4	Tramo recto	tb_v_c0	83.1	74.04	71.43	69.43	63.21	50.77	84.06	
5	Codo	co_ii_c0	83.1	70.04	65.43	63.43	56.21	40.77	83.44	
6	Codo	co_id_c1	83.1	66.04	59.43	57.43	49.21	30.77	83.22	
7	Codo	co_si_c1	83.1	62.04	53.43	51.43	42.21	20.77	83.15	
8	Tramo recto	tb_h_c0	81.31	58.12	48.28	46.28	36.64	20	81.34	
9	Ensanche	en_h_c0	81.11	57.92	48.08	46.08	36.44	20	81.14	
10	Tramo recto	tb_h_c1	75.2	44.98	31.1	29.1	20	20	75.21	
11	Silenciador	si_h_c0	46.2	20	20	20	20	20	46.25	
12	Tramo recto	tb_h_c3	40.29	20	20	20	20	20	40.49	
13	Codo	co_sd_c1	40.29	20	20	20	20	20	40.49	
14	Codo	co_ii_c2	40.29	20	20	20	20	20	40.49	
15	Tramo recto	tb_h_c4	38.81	20	20	20	20	20	39.09	
16	Codo	co_id_c3	38.81	20	20	20	20	20	39.09	
17	Difusor	di_t_c2	38.81	20	20	20	20	20	39.09	28.71

El resultado es un cambio en el nivel sonoro a 28.71 dB(A) lo cual mejora considerablemente y se decide utilizar los silenciadores para evitar ruidos hacia el exterior con los vecinos y poder cumplir con el código técnico de ruidos exteriores en áreas de vivienda.



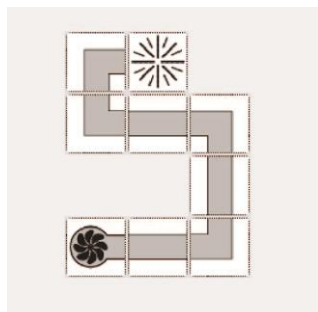
**Imagen 9-12 Ubicación de silenciadores y nivel de potencia sonora producido en dB(A) del sistema de expulsión de aire**

#### 9.4.1.1 Análisis acústico del sistema de aire nuevo

Para la ventilación de aire, se realizó el cálculo del conducto que se encuentra conectado a la unidad de tratamiento de aire hasta la boca de recolección. El cálculo es válido para las dos unidades de tratamiento que proporcionan el aire nuevo debido a que tienen las mismas características.

Se consideraron los siguientes valores para la realización del cálculo en referencia al ventilador de ventilación de la UTA:

	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1000Hz	2000Hz	4000Hz	8000Hz
Ventilador de aire nuevo	81	84	83	87	82	79	74	67

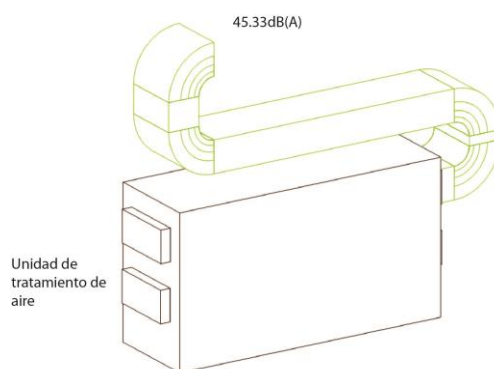


**Imagen 9-13 Esquema de distribución de aire nuevo sin silenciador**

**Tabla 9-7 Estudio del sistema de aire nuevo sin silenciadores**

ID	NOMBRE	ID	125 HZ	250 HZ	500 HZ	1000 HZ	2000 HZ	4000 HZ	TOTAL DB	TOTAL DB(A)
1	Ventilador	ve_h	84	83	87	82	79	74	90.85	
2	Tramo recto	tb_h_c0	83.59	82.09	85.81	80.81	77.71	72.51	89.86	
3	Codo	co_ii_c0	79.59	76.09	79.81	73.81	67.71	60.51	84.12	
4	Tramo recto	tb_v_c0	79.17	75.19	78.62	72.62	66.42	59.01	83.26	
5	Codo	co_si_c0	75.17	69.19	72.62	65.62	56.42	47.01	78.03	
6	Tramo recto	tb_h_c1	68.06	53.62	52.19	45.19	34.29	21.36	68.34	
7	Codo	co_id_c0	64.06	47.62	46.19	38.19	24.29	20	64.24	
8	Codo	co_sd_c0	60.06	41.62	40.19	31.19	20	20	60.17	
9	Difusor	di_t_c2	60.06	41.62	40.19	31.19	20	20	60.17	45.33

El resultado obtenido después de introducir los datos y procesarlos por el programa ClimCalC es de 45.33 dB(A)

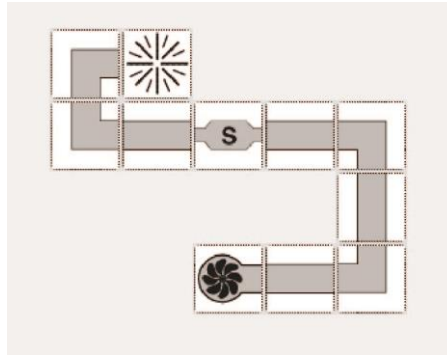


Para poder instalar un silenciador, se necesita generar espacio para el recorrido de la tubería, por lo que se optó por incrementar la distancia del ducto para poder instalar el silenciador. El silenciador seleccionado es el modelo XSA TROX de una longitud de 3000mm y una separación de celdillas de 80mm.

Sus características de absorción son las siguientes:

Silenciador	Dimensiones	Longitud(m m)	63H z	125H z	250H z	500H z	1000H z	2000H z	4000H z	8000H z
XSA200	1350 x 600	3000	10	29	42	50	50	50	50	35





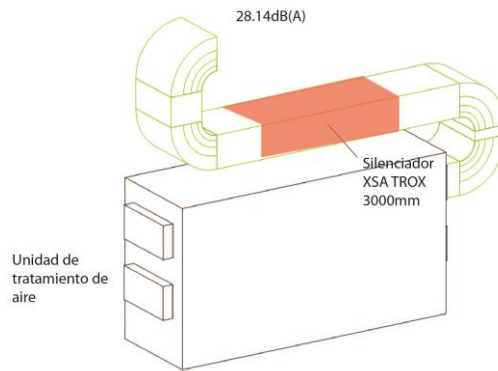
**Imagen 9-14 Esquema de distribución de aire nuevo con silenciador**

Resultados obtenidos:

**Tabla 9-8 Estudio del sistema de aire nuevo con silenciadores**

ID	NOMBRE	ID	125 HZ	250 HZ	500 HZ	1000 HZ	2000 HZ	4000 HZ	TOTAL DB	TOTAL DB(A)
1	Ventilador	ve_h	84	83	87	82	79	74	90.85	
2	Tramo recto	tb_h_c0	83.59	82.09	85.81	80.81	77.71	72.51	89.86	
3	Codo	co_ii_c0	79.59	76.09	79.81	73.81	67.71	60.51	84.12	
4	Tramo recto	tb_v_c0	79.17	75.19	78.62	72.62	66.42	59.01	83.26	
5	Codo	co_si_c0	75.17	69.19	72.62	65.62	56.42	47.01	78.03	
6	Tramo recto	tb_h_c1	73.69	65.94	68.35	61.35	51.8	41.66	75.52	
7	Silenciador	si_h_c0	44.69	23.94	20	20	20	20	44.78	
8	Tramo recto	tb_h_c2	43.2	20.69	20	20	20	20	43.31	
9	Codo	co_id_c1	39.2	20	20	20	20	20	39.46	
10	Codo	co_sd_c1	35.2	20	20	20	20	20	35.81	
11	Difusor	di_t_c3	35.2	20	20	20	20	20	35.81	28.14

El resultado es un cambio en el nivel sonoro a 28.14 dB(A) lo cual mejora mucho y se decide utilizar los silenciadores para evitar ruidos hacia el exterior con los vecinos y así poder cumplir con el un nivel inferior a los 35 dB.



**Imagen 9-15 Ubicación de silenciadores y nivel de potencia sonora producido en dB(A) del sistema de aire nuevo**

## **9.5 Aislamiento acústico de Unidades de tratamiento de aire**

Para el cuarto de unidades de tratamiento de aire del edificio, se planteó una solución acústica industrial, para garantizar el buen funcionamiento de los equipos, y las actividades y funciones de confort de los espacios alrededor del cuarto de máquinas, impidiendo la transmisión de ruido. Para realizar un trabajo integral en el proceso de aislamiento del cuarto de máquinas, se plantearon las siguientes propuestas:

- Aislamiento acústico
- Tratamiento acústico absorbente
- Implementación acústica a las unidades de tratamiento de aire
- Puertas acústicas

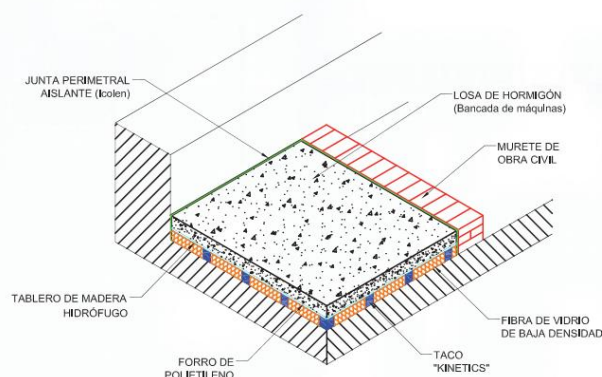
Se usaron las especificaciones técnicas de la empresa STOC sa, para la implementación de los sistemas acústicos a continuación descritos.

### **Aislamiento Acústico**

Para el aislamiento acústico se plantea la máxima reducción de transmisión de energía acústica desde el cuarto de unidades de tratamiento de aire a las áreas

vecinas. Esto se logra mediante la instalación "in situ" de elementos constructivos que impidan esta transmisión.

Para el suelo del cuarto de máquinas, se implementaron paneles aislantes de madera aglomerada de 19mm de espesor soportados por moldes cúbicos de 50mm de altura llamados pads, estos moldes cúbicos están formados por fibras de vidrio de un diámetro inferior a 0,00018 y recubiertos por un madera flexible elastomérica impermeable, como se muestra en la figura a continuación:

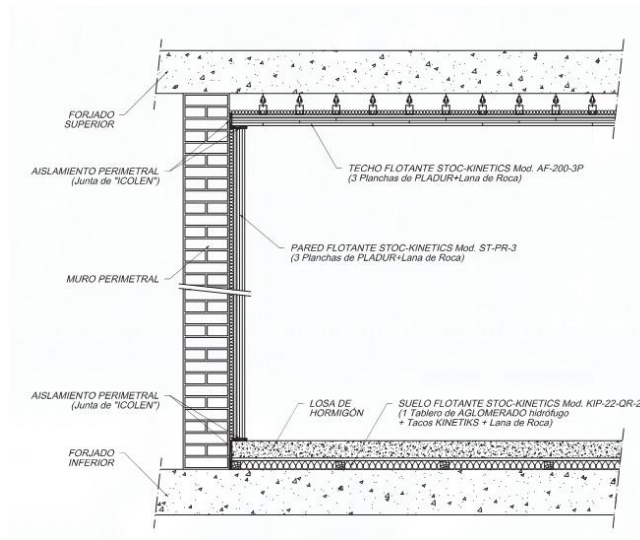


**Imagen 9-16 Detalle de instalación STOC Acoustic [17]**

Entre los cubos pads, se colocan paneles e fibra de vidrio de baja densidad, que impiden la formación de ondas estacionarias en la cavidad, y esto reduce la transmisión de ruido. La junta perimetral planteada es fundamental para lograr la máxima transmisión, y permitir que el sistema funciones como un todo.

Luego del tratamiento acústico, se podrá fundir un losa flotante de hormigón armado de entre 10 y 20 cm según las especificaciones técnicas del fabricante de máquinas. En el perímetro de la losa se hará un tratamiento de desolidarizada, garantizando así que la losa no tenga ningún contacto rígido con nada, y evitando generar algún tipo de ruido.

La función de los pads, es la de aislar la losa de hormigón de la estructura principal del edificio, reduciendo la transmisión de energía acústica. Estos cubos cuentan con pruebas dinámicas de durabilidad, que certifican la conservación de sus propiedades en situaciones adversas.



**Imagen 9-17 Detalle de instalación Stoc Acoustic [17]**

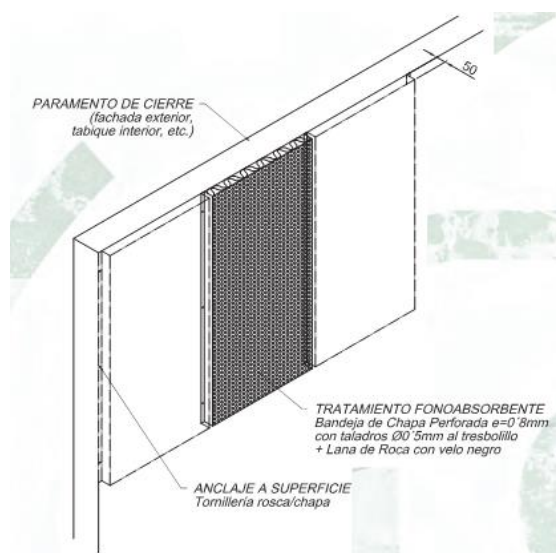
## Techos y paredes

El tratamiento acústico de techos y paredes, está basado en estructuras flotantes de yeso laminado y materiales acústicos de diferentes densidades. El diseño planteado esta en función al nivel de ruido producido y el impacto hecho por los equipos. En la figura anterior se puede observar como el techo y las paredes están formadas por elementos amortiguadores laminares, suspendidos por una perfilaría de chapa galvanizada, atornilladas a las placas de yeso laminado. El espacio intermedio entre la capa de yeso y el muro, pared o techo, será rellenado con un material adsorbente, que impida la formación de ondas estacionarias. Esta solución requiere de un sello flexible perimetral que complete el sistema de aislamiento e impida que los elementos constructivos estén en contacto rígido con la estructura principal.

## Tratamiento acústico absorbente o Fonoabsorbente

El tratamiento acústico absorbente es una solución complementaria que permite dar mayor aislamiento en el interior de cuarto de máquinas. Esta solución controla el tiempo de reverberación, mejorando la inteligibilidad en el interior de la sala y su concordancia. La solución está compuesta por chapas perforadas galvanizadas y de material altamente absorbente como la lana de roca o fibra de

vidrio. Las perforaciones en la chapa son para optimizar el rendimiento acústico, respecto a las frecuencias.



**Imagen 9-18 Detalle de instalación de chapas perforadas galvanizadas Stock Acoustic [17]**

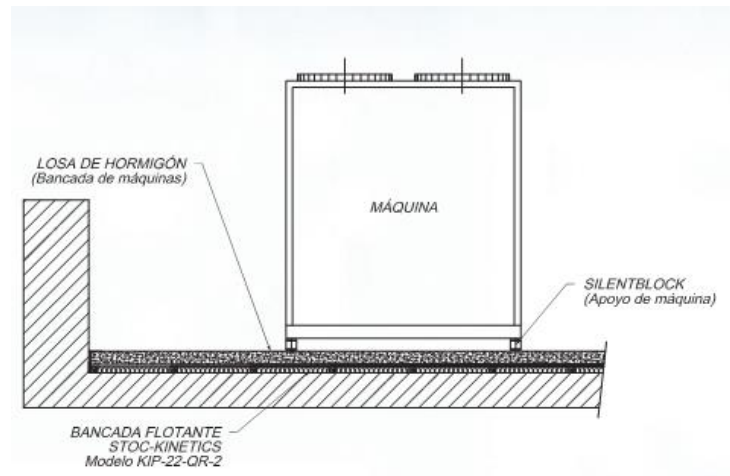
Los paneles para el tratamiento fonoabsorbente están anclados a un perfilaría de chapa galvanizada. Esta solución depende del área de intervención, es decir es posible de aplicarlo solo en situación de alto impacto de transmisión de energía acústica o en todo el interior del cuarto de máquinas. Para nuestra solución, proponemos cubrir la totalidad del interior del cuarto de unidades de tratamiento de aire. Los paneles propuestos, STOC-ST-CR-50 cuentan con ensayos de laboratorio homologados según la norma EN 20354 del coeficiente de absorción acústica

Implementación Acústico al las Unidades de Tratamiento de Aire.

La instalación de equipos y maquinas en un edificio, no solo es suficiente con implementar un sistema de aislamiento acústico del espacio construido, también es conveniente y efectivo plantear soluciones integrales en la maquinaria a instalar, y el sistema de soporte de ella. Igualmente las especificaciones técnicas de las máquinas están previstas de indicaciones de instalaciones y recomendaciones, de acuerdo a estas recomendaciones se implementa un sistema de tratamiento acústico al sistema de tratamiento de aire.

Los silenciadores, y tomas de aire acústicas, son elementos complementarios que ayudan a reducir el nivel de impacto de ruido, garantizando el confort acústico de la sala.

Finalmente los equipos son montados según las especificaciones del fabricante, reforzando los niveles acústicos y de impactos de ruidos con sistemas de amortiguación en la base de los equipos.



**Imagen 9-19 Detalle montaje de equipo Stock Acoustic [17]**

# 10 CONCLUSIONES

El análisis de los parámetros acústicos y los análisis de climatización para el edificio La Paloma, permitieron identificar, medir, valorar, y comparar cada uno de los requerimientos de confort acústicos, permitiendo así dar una respuesta coherente de uso del edificio, hacer una propuesta integral de climatización, y comprobar que si es posible la rehabilitación del edificio como valor histórico e icónico de la ciudad.

Es importante para el análisis de parámetros acústicos, la recopilación de datos e información básica para obtener la validez de la información tanto digital como física. Con ayuda de herramientas digitales como el CATT acoustic, ClimCAL Acoustic, PCCHT v 1.0 y Revit MEP es posible reconstruir virtualmente el edificio para el análisis más aproximado. Esto debido al bajo acceso de información in situ que se logró del proyecto.

También es importante resaltar el apoyo de software de digitalización en 3D, con el cual fue posible hacer la maqueta virtual base, para posteriormente introducir el modelo acústico en los programas de análisis.

De acuerdo con los conceptos y bases teóricas acústicas para un sistema de climatización, se requieren de dimensiones importantes en los conductos de los sistemas de ventilación. Reto importante que se logró resolver en la propuesta de con la ayuda del modelo digital en 3D de la estructura, que permitió identificar la ruta más eficiente sin comprometer la estructura del edificio.

## 10.1 Análisis Acústicos

Los parámetros acústicos del edificio de La Paloma, permitieron valorar de forma cuantitativa y cualitativa el estado actual de las salas y saber su uso más idóneo, estimando así parámetros de ocupación, función calidez, brillo, sonorización, claridad de voz, amplitud. Es importante resaltar que estos

resultados de las valoraciones acústicas fueron tanto positivos como negativos, para cada uno de los diferentes tipos de usos de las salas.

El modelo comparativo de visualización de parámetros acústicos planteado en la tesina, permite tener de a manera de síntesis y gráficamente cada uno de los parámetros. En este esquema, se representan los diferentes parámetros con su valoración obtenida en el estudio, la cual está valorada por inadecuada, aceptable, buena y excelente.

Este trabajo pretende ser lo más objetivo posible a la hora de hacer la valoración de los parámetros para el análisis acústico. Es por esto que se plantea un método unificado tomado de métodos planteados por diferentes autores buscando la mayor cantidad de variables en busca de la mejor valoración subjetiva.

Buscando los parámetros acústicos es posible darse cuenta que no existen tantos valores para analizar sala amplificadas, como si los hay para las salas acústicas.

La sala cuando está ocupada a su máximo aforo, es óptima para hacer representación y uso de tipo opera, porque tiene mayor valoración de parámetros acústicos subjetivos con una calificación buena.

La sala cuando se encuentra con un aforo reducido mínimo, tiene unos parámetros más adecuados para hacer representaciones de conciertos acústicos, esto quiere decir que la sala tendría un óptimo uso para ensayos y pruebas de sonido acústicos sin amplificar.

## **10.2 Climatización**

Las largas distancias de los conductos, se deben de considerar en el diseño, a la hora de hacer una óptima ubicación de los silenciadores que reducen el sistema de ruido emitido por los conductos ya que las distancias de los silenciadores son de dimensiones elevadas.



Uno de los principales problemas del sistema de climatización, y su integración con los proyectos arquitectónicos es el ruido, la propuesta de climatización hecha para el edificio La Paloma, reduce de manera considerable la acústica y proporciona un confort al interior del edificio.

Otro de los retos del proyecto fue el de minimizar la modificación interior del edificio logrando así su conservación original y valor histórico, añadiendo así un valor de funcionalidad en base a las necesidades climáticas del edificio.

La propuesta de climatización tiene un carácter de no destructivo y de conservación con el edificio, haciendo que los sistemas planteados en el interior de las salas mantengan el valor estético y decorativo original. Esto se logró diseñando las rutas externas de los ductos de climatización en la cubierta y en su interior se usaron ductos circulares los cuales mantienen la geometría y estética del edificio.

Los ductos del sistema de climatización se plantearon en su mayoría exteriores, para evitar ruidos por movimiento y flujo de aire en el interior del edificio.

El estudio acústico del sistema de climatización permitió identificar la ruta más óptima de las tuberías tanto en el interior como en el exterior. También hacer una valoración de los sistemas de difusión, retorno y extracción de aire

Los fabricantes de producto de climatización incluyen dentro de sus catálogos y productos soluciones generales y puntuales para dar solución a los problemas acústicos ocasionados por los equipos y conductos. Esto permite tener una gran variedad de productos y estrategias para mejorar su acústica.

Durante el desarrollo para la propuesta de climatización del edificio de La Paloma, es evidente que las dificultades son mayores que las que se pudieran presentar en el diseño de un edificio nuevo, ya que el edificio existente requiere de mayor cuidado a la hora de conservar su valor estético y conservación histórica.

### **10.3 Estudios a futuro**

A falta de información en situ, como conclusión de los análisis de parámetros acústicos, se propone realizar a futuro las mediciones físicas para hacer la validación de los datos obtenidos en el modelo digital.

Se propone como punto de partida el modelo de visualización grafica de los parámetros de acústica, esto como estudio a futuro busca realizar una valoración de importancia para los parámetros.

Utilizar los parámetros obtenidos en la sala para generar una propuesta y adecuar la sala a un uso específico con unos óptimos parámetros para su representación.

Realizar diseños experimentales a través de la utilización de elementos absorbentes de sonido para modificar las características de la sala para un uso específico.

# BIBLIOGRAFÍA

- [1] Carrión, Antoni. Diseño acústico de espacios arquitectónicos. Ediciones UPC, 1998
- [2] Arau, Higinio. El ABC de la acústica arquitectónica
- [3] Adelman-Larsen, Niels W., Thompson, Eric R. y C. Gade, Andres. Suitable reverberation times for halls for rock and pop music. J. Acoust. Soc. Am 127(1), 247-255(2010). Volume 132, Issue 5, pp. 3586-3586 (2012). The Journal of the acoustic society of America
- [4] Egan, M David. Architectural Acoustics. J.Ross Publishing 2007
- [5] Beranek, Leo L. Concert and Opera Halls. How they sound. Acoustical Society of América, 1996
- [6] International Organization For Standardization. Acústica – Medición de parámetros acústicos en recintos – Parte 1: Salas de espectáculos. ISO 3382-1:2009. Iso, 2010
- [7] Guía práctica sobre acústica en las instalaciones
- [8] *Tectónica*, volumen, 37 (2014)
- [9] Anexo Instrucción sobre la sistematización y racionalización de la normativa y de los criterios aplicables para la determinación del aforo, 5 de febrero del 2014
- [10] Slater, Charles M, Acoustics, Architecture, engineering, the environment.
- [11] Daumal, F. (1986) Acondicionamiento acústico de una discoteca, Rev. ADIO PROFESIONAL no 15, Todopress, S.A., Madrid, p. 87 a 97
- [12] Espacio sonoro, Toma de Sonido, La flauta traversera.
- [13] Lacalle Ibarrola, Iranzu Atenuación acústica en redes de distribución de aire.
- [14] RITE (2007). Comentario al Reglamento de instalaciones térmicas en los edificios. IDEA. ATECYR.
- [15] Guía práctica de acústica de la climatización, IDEA Instituto para la diversificación y Ahorro de Energía
- [16] Manual de conductos de aire acondicionado CLIMAVER, Isover Saint-Gobain
- [17] Catálogo de productos de soluciones para salas de máquina STOC Acústica
- [18] Código técnico de la edificación (CTE) (2010) Documento básico

- [19] Edwin Wellpott, Las instalaciones en los edificios. 8va edición. ISBN 978-84-252-2115-6. Edit. Gustavo Gilli. Graficas 92, SA, Rubí, Barcelona. 2009.
- [20] Carrier. Manual de aire acondicionado. ISBN 84-267-0115-9. Edit McGRAW HILL, NY. 1999.
- [21] Francesc, Buque. Manuales prácticos de refrigeración. ISBN 84-267-1386-6. España. 2006.
- [22] Rivas, Erick. Programa para cálculos de carga higrotérmica. UPC 2014
- [23] Abad Sorbet, Marta. Estudio acústico y electroacústico de la sala de conciertos Ritmo y Compás